Содержание

1. Описание процессов, происходящих в одном цикле ДВС

2. Расчет параметров одного цикла и построение индикаторной диаграммы ДВС

3. Расчет и построение внешней характеристики ДВС

4. Построение диаграммы фаз газораспределения

5. Проектирование кривошипно-шатунного механизма

6. Определение основных параметров ДВС

7. Тепловой баланс двигателя

Список литературы

**1. Описание процессов, происходящих в одном цикле ДВС**

Рассмотрим действительный цикл работы четырехтактного дизельного двигателя по мере происходящих в нем процессов.

**Процесс впуска**

Первый такт – впуск горючей смеси.

Во время такта впуска (рис. 1**,** а), когда поршень 1 движется от В.М.Т. к Н.М.Т., а впускной клапан 3 открыт, в цилиндр 2 поступает атмосферный воздух, который, нагреваясь в процессе сжатия, воспламеняет топливо, впрыскиваемое в конце такта сжатия. Гидравлическое сопротивление впускного трубопровода повышает давление воздуха в конце такта впуска до 0,08 МПа. Температура воздуха в цилиндре составляет 50–80° С.

**Процесс сжатия**

Второй такт – сжатие смеси.

Во время такта сжатия (рисунок 1, б), когда впускной 3 и выпускной 5 клапаны закрыты, температура, и давление воздуха в цилиндре значительно возрастают. Вследствие высокой степени сжатия (е=7,8) давление и температура воздуха достигают значений 3,419МПа и 600 °С соответственно. В конце такта в цилиндр через форсунку 4 (рисунок, 1, в) впрыскивается топливо. В зависимости от формы камеры сгорания и типа форсунки давление впрыска находится в пределах 8…40 МПа.

**Процесс сгорания и расширения**

Третий такт – расширение, или рабочий ход.

Впрыснутое распыленное топливо, перемешиваясь со сжатым воздухом, самовоспламеняется и сгорает. При этом температура газов к концу сгорания повышается до 1600 °С, а давление до 7,864МПа. В конце такта расширения температура снижается до 700…10000С, а давление до 0,677МПа. Под давлением газов, образующихся в результате сгорания топливовоздушной смеси, поршень перемещается от В.М.Т. к Н.М.Т., совершая механическую работу (рисунок 1, в).

**Процесс выпуска**

Четвертый такт – выпуск отработавших газов.

Продукты сгорания выходят из цилиндра в атмосферу (рисунок 1, г). Температура выпуска равна 600…700 °С, а давление газов – 0,125МПа.

Рисунок 1- Рабочий процесс четырехтактного двигателя

**2. Расчет параметров одного цикла и построение индикаторной диаграммы ДВС**

Объем камеры сгорания:

Vc = 1 (в условных единицах). (1)

Полный объем:

Va = ε ⋅ Vc, (2)

где ε – степень сжатия;

Va = 8⋅1 = 8.

Показатель политропы сжатия:

n1 =1,41 – 100/ne, (3)

где ne – номинальная частота вращения коленвала, об./мин;

n1= 1,41 – 100/4500 = 1,39

Давление в конце такта сжатия, МПа:

pc = pa ⋅ ε n1, (4)

где pa – давление при впуске, МПа;

pc = 0,09⋅8 1,39 = 1,62 МПа

Промежуточные точки политропы сжатия (табл. 1):

px = (Va / Vx) n1⋅ pa, (5)

При  px = (8 / 1) 1,39⋅ 0,09=1,62 МПа

Таблица 1. Значения политропы сжатия

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Vx | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 |
| px, МПа | 0,62 | 0,35 | 0,24 | 0,17 | 0,13 | 0,11 | 0,09 |

Давление в конце такта сгорания, МПа:

pz = λ ⋅ pc, (6)

где λ –степень повышения давления;

pz = 3,8 ⋅ 1,62= 6,16 МПа

Показатель политропы расширения:

n2 =1,22 – 130/ne, (7)

n2 = 1,22 – 130/4500 = 1,19

Давление в конце такта расширения:

pb = pz / ε n2, (8)

pb= 6,16/81,19= 0,52 МПа

Промежуточные точки политропы расширения (табл. 2):

px = (Vb / Vx) n2⋅ pb. (9)

При  px = (8 / 1) 1,19⋅ 0,52= 6,16 МПа

Таблица 2. Значения политропы расширения

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Vx | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 |
| px, МПа | 2,71 | 1,67 | 1,19 | 0,91 | 0,73 | 0,61 | 0,52 |

Среднее теоретическое индикаторное давление, МПа:

, (10)

МПа.

Среднее давление механических потерь, МПа:

, (11)

где – средняя скорость поршня в цикле. Предварительно =.

МПа

Действительное индикаторное давление, МПа, с учетом коэффициента скругления диаграммы ν=0,95:

, (12)

где  –давление выхлопных газов, МПа.

 МПа

Среднее эффективное давление цикла:

, (13)

 МПа

Полученные расчетом данные используем для построения индикаторной диаграммы (рисунок 2).

**3. Расчет и построение внешней характеристики ДВС**

Мощность Pe, кВт:

, (14)

nei – текущие (принимаемые) значения частоты вращения коленчатого вала;

np – номинальная частота вращения.

Вращающий момент, Н∙м:

, (15)

Удельный расход, гр/кВт∙ч:

 (16)

Массовый расход, кг∙ч:

 (17)

Полученные расчетом значения сведены в таблицу 3.

Таблица 3. Зависимость мощности Pe, вращающего момента Те, удельного расхода ge и массового расхода Ge от частоты вращения коленвала ne.

|  |  |
| --- | --- |
| Параметр | Отношение nei/ np |
| 0,16 | 0,22 | 0,44 | 0,66 | 0,88 | 1 | 1,11 |
| ne (об/мин) | 700 | 1000 | 2000 | 3000 | 4000 | 4500 | 5000 |
| Pe, кВт | 13,6 | 19,33 | 41,1 | 60,6 | 73 | 75 | 73,1 |
| Te, H⋅м | 185,5 | 186,6 | 196,2 | 192,9 | 174,3 | 159,2 | 139,6 |
| ge,гр/кВт∙ч | 284,4 | 248 | 222,8 | 216,3 | 228,8 | 243,5 | 261,9 |
| Ge, гр∙ч | 3868 | 4794 | 9157 | 13108 | 16702 | 18263 | 19145 |

Графическая зависимость мощности Pe, вращающего момента Те, удельного расхода ge и массового расхода Ge от частоты вращения коленвала ne отображена на рисунке 4.

**4. Построение диаграммы фаз газораспределения**

Радиус кривошипа коленвала, м:

r = S / 2, (18)

r = 0,083/2 = 0,0415 м

4.2 Отрезок ОО1 (см. диаграмму фаз газораспределения, рис. 3):

, (19)

где r – радиус кривошипа в масштабе индикаторной диаграммы (r=55 мм)

γ – коэффициент;

, (20)

lш – длина шатуна, м;

r – радиус кривошипа (r = 0,0415 м). Принимаем:

lш = 4r; (21)



Отсюда,

мм, (22)

Угол впрыска:



Полученные расчетом данные используем для построения диаграммы фаз газораспределения (рисунок 3) и ее связи с индикаторной диаграммой (рисунок 2).

**5. Проектирование кривошипно-шатунного механизма**

Рабочий объем цилиндра, л:

, (23)

где τ – тактность двигателя (τ = 4);

Pе – заданная мощность двигателя, кВт;

i – заданное число цилиндров,



5.2 Рабочий объем, м3:

, (24)

где D – диаметр поршня, м:

, (25)

S –неизвестный ход поршня, м.

Зная отношение S/D=0,9, определим:

м;

Принимаем 92 мм. Тогда мм.

5.3 Средняя скорость поршня, м/с:

, (26)

 м/с < 13 м/с = []

Здесь [] – максимальная допускаемая скорость поршня.

Таблица 4. Параметры бензинового ДВС

|  |  |
| --- | --- |
| Параметр бензинового ДВС | Значение параметра |
| d = D | d = 92 мм |
|  |  |
| d |  |
|  |  |
|  |  |
| L= (0,8…1,1) d | L= 1.92 = 92 мм |
| h=(0,6…1,0) d | h = 0,7. 92 = 64 мм |
|  |  |
| lш = (3,5…4,5) r | lш = 4⋅41,5 = 166 мм |
| H = (1,25…1,65) d | H = 1,3⋅92 = 120 мм |
| dk = (0,72…0,9) d | dk = 0,8 ⋅ 92= 74 мм |
| dш = (0,63…0,7) d | dш = 0,65⋅92 = 60 мм |
| lk = (0,54…0,7) dk | lk = 0,6⋅74 = 44 мм |
| lшат = (0,73…1,05) dш | lшат = 1⋅60 = 60 мм |

При известном диаметре поршня его остальные основные размеры определяются из эмпирических соотношений. Результаты расчетов приведены в таблице 4.

Обозначения, принятые в таблице 4:

d – диаметр поршня;

dп – диаметр пальца;

dв – внутренний диаметр пальца;

lп – длина пальца;

l2 – расстояние между внутренними торцами бобышек;

δ – толщина днища поршня;

dδ – внешний диаметр внутреннего торца бобышек;

с1 – расстояние от днища поршня до первой канавки под поршневое кольцо;

е1 – толщина стенки головки поршня;

h – расстояние от днища поршня до центра отверстия под палец;

bк – глубина канавки под поршневое кольцо;

L – расстояние от торца юбки поршня до канавки под кольцо головки поршня;

H – высота поршня;

δю – минимальная толщина направляющей части поршня;

dш – диаметр шатунной шейки;

dк – диаметр коренной шейки коленвала;

lшат – длина шатунной шейки;

lк – длина коренной шейки коленвала.

Полученные расчетом параметры используем для проектирования кривошипно-шатунного механизма (рисунок 5).

**6. Определение основных параметров ДВС**

Крутящий момент, Н∙м:

 (27)



Литровая мощность, кВт/л:

 (28)



Удельная поршневая мощность, кВт/дм2:

 (29)



Механический КПД:

 (30)



Индикаторный КПД:

, (31)

где  – коэффициент избытка воздуха ( = 0,9)

 = 14.96 (для бензиновых двигателей)

 – низшая теплота сгорания топлива, ккал/кг. = 44

 – плотность топливо – воздушной смеси, кг/м3. =1,22

 = 0,7



Эффективный КПД:

 (32)



Удельный расход, г/кВт∙ч:

 (33)



Массовый расход, г∙ч:

 (34)



Перемещение поршня

Зависимость перемещения поршня от угла поворота коленчатого вала определяется по формуле:

 (35)

Строим график перемещения поршня из условия =0,25, угол поворота коленчатого вала 0–3600 с шагом 300.



Скорость поршня

Зависимость скорости поршня от угла поворота коленчатого вала определяется по формуле:

 (36)

Строим график скорости поршня из условия =0,25, угол поворота коленчатого вала 0–3600 с шагом 300.



Ускорение поршня

Зависимость скорости поршня от угла поворота коленчатого вала определяется по формуле:

 (37)

Строим график ускорения поршня из условия =0,25, угол поворота коленчатого вала 0–3600 с шагом 300.



Силы, действующие в двигателе

Сила инерции

Сила инерции определяется по формуле:

, (38)

где - угловая скорость поршня, определяемая по формуле:

, (39)

где - номинальная частота вращения двигателя. =4500 об/мин.

.

- приведенная масса поршня, определяемая по формуле:

, (40)

где - масса поршня, определяемая по формуле:

 (41)



- масса шатуна, сосредоточенная на оси поршневого пальца:

, (42)

где - масса шатуна, определяемая по формуле:

 (43)





В итоге по формуле (40) определяем приведенную массу поршня:



Значения силы инерции в зависимости от угла поворота коленчатого вала заносим в таблицу 5.

Сила давления газов

Сила давления газов определяется по формуле:

, (44)

где - значения давления при данном угле поворота.

- атмосферное давление. =0,1 МПа.

- площадь поршня.

Площадь поршня определим по формуле:

 (45)



Значения силы давления газов в зависимости от угла поворота коленчатого вала заносим в таблицу 5.

Суммарная сила

Суммарная сила определится по формуле:

 (46)

Значения суммарной силы в зависимости от угла поворота коленчатого вала заносим в таблицу 5.

Таблица 5. Зависимости силы давления газов, силы инерции и суммарной силы от угла поворота коленчатого вала

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Угол | Давление, МПа | Сила давления газов, Н | Ускорение, м/с2 | Сила инерции, Н | Суммарная сила, Н |
|  |  |  |  |  |  |
| 0 | 0,125 | 165 | 11519,19 | -11519,19 | -11354,19 |
| 30 | 0,09 | -66 | 9123,197 | -9123,197 | -9189,197 |
| 60 | 0,09 | -66 | 3409,68 | -3409,68 | -3475,68 |
| 90 | 0,09 | -66 | -2303,84 | 2303,84 | 2237,84 |
| 120 | 0,09 | -66 | -5713,52 | 5713,52 | 5647,52 |
| 150 | 0,09 | -66 | -6819,36 | 6819,36 | 6753,36 |
| 180 | 0,09 | -66 | -6911,51 | 6911,51 | 6845,51 |
| 210 | 0,1 | 0 | -6819,36 | 6819,36 | 6819,36 |
| 240 | 0,12 | 132 | -5713,52 | 5713,52 | 5845,52 |
| 270 | 0,15 | 330 | -2303,84 | 2303,84 | 2633,84 |
| 300 | 0,33 | 1518 | 3409,68 | -3409,68 | -1891,68 |
| 330 | 0,79 | 4554 | 9123,197 | -9123,197 | -4569,197 |
| 360 | 1,62 | 10032 | 11519,19 | -11519,19 | -1487,19 |
| 390 | 3,7 | 23760 | 9123,197 | -9123,197 | 14636,803 |
| 420 | 1,6 | 9900 | 3409,68 | -3409,68 | 6490,32 |
| 450 | 0,82 | 4752 | -2303,84 | 2303,84 | 7055,84 |
| 480 | 0,65 | 3630 | -5713,52 | 5713,52 | 9343,52 |
| 510 | 0,54 | 2904 | -6819,36 | 6819,36 | 9723,36 |
| 540 | 0,44 | 2244 | -6911,51 | 6911,51 | 9155,51 |
| 570 | 0,125 | 165 | -6819,36 | 6819,36 | 6984,36 |
| 600 | 0,125 | 165 | -5713,52 | 5713,52 | 5878,52 |
| 630 | 0,125 | 165 | -2303,84 | 2303,84 | 2468,84 |
| 660 | 0,125 | 165 | 3409,68 | -3409,68 | -3244,68 |
| 690 | 0,125 | 165 | 9123,197 | -9123,197 | -8958,197 |
| 720 | 0,125 | 165 | 11519,19 | -11519,19 | -11354,19 |



Сила, направленная по радиусу кривошипа

Сила, направленная по радиусу кривошипа определяется по формуле:

 (47)

Строим график изменения силы К из условия =0,25, угол поворота коленчатого вала 0–7200 с шагом 300.



Тангенциальная сила

Тангенциальная сила определяется по формуле:

 (48)

Строим график изменения тангенциальной силы из условия =0,25, угол поворота коленчатого вала 0–7200 с шагом 300.



Нормальная сила

Нормальная сила определяется по формуле:

 (49)

Строим график изменения нормальной силы из условия =0,25, угол поворота коленчатого вала 0–7200 с шагом 300.



Сила, действующая по оси шатуна

Сила, действующая по оси шатуна, определяется по формуле:

 (50)

Строим график изменения силы, действующей по оси шатуна из условия =0,25, угол поворота коленчатого вала 0–7200 с шагом 300.



|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| угол | Сила К | угол | Сила Т | угол | Сила N | угол | Сила S |
|  |  |  |  |  |  |  |  |
| 0 | -11354,2 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | -11354,2 |
| 30 | -7378,93 | 30 | -5761,63 | 30 | -1157,84 | 30 | -9262,71 |
| 60 | -1073,99 | 60 | -3458,3 | 60 | -764,65 | 60 | -3559,1 |
| 90 | -572,887 | 90 | 2237,84 | 90 | 572,887 | 90 | 2309,451 |
| 120 | -3902,44 | 120 | 4162,222 | 120 | 1242,454 | 120 | 5783,06 |
| 150 | -6273,87 | 150 | 2519,003 | 150 | 850,9234 | 150 | 6807,387 |
| 180 | -6845,51 | 180 | 0 | 180 | 0 | 180 | 6845,51 |
| 210 | -6335,19 | 210 | -2543,62 | 210 | -859,239 | 210 | 6873,915 |
| 240 | -4039,25 | 240 | -4308,15 | 240 | -1286,01 | 240 | 5985,812 |
| 270 | -674,263 | 270 | -2633,84 | 270 | -674,263 | 270 | 2718,123 |
| 300 | -584,529 | 300 | 1882,222 | 300 | 416,1696 | 300 | -1937,08 |
| 330 | -3669,07 | 330 | 2864,887 | 330 | 575,7188 | 330 | -4605,75 |
| 360 | -1487,19 | 360 | 0 | 360 | 0 | 360 | -1487,19 |
| 390 | 11753,35 | 390 | 9177,275 | 390 | 1844,237 | 390 | 14753,9 |
| 420 | 2005,509 | 420 | 6457,868 | 420 | 1427,87 | 420 | 6646,088 |
| 450 | -1806,3 | 450 | 7055,84 | 450 | 1806,295 | 450 | 7281,627 |
| 480 | -6456,37 | 480 | 6886,174 | 480 | 2055,574 | 480 | 9567,764 |
| 510 | -9033 | 510 | 3626,813 | 510 | 1225,143 | 510 | 9801,147 |
| 540 | -9155,51 | 540 | 0 | 540 | 0 | 540 | 9155,51 |
| 570 | -6488,47 | 570 | -2605,17 | 570 | -880,029 | 570 | 7040,235 |
| 600 | -4062,06 | 600 | -4332,47 | 600 | -1293,27 | 600 | 6019,604 |
| 630 | -632,023 | 630 | -2468,84 | 630 | -632,023 | 630 | 2547,843 |
| 660 | -1002,61 | 660 | 3228,457 | 660 | 713,8296 | 660 | -3322,55 |
| 690 | -7193,43 | 690 | 5616,79 | 690 | 1128,733 | 690 | -9029,86 |
| 720 | -11354,2 | 720 | 0 | 720 | 0 | 720 | -11354,2 |

Средний крутящий момент



|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| угол | Крутящий момент | ср. момент |
|  |  |  |
| 0 | 0 | 0 |
| 30 | -239,1075005 | -71,925252 |
| 60 | -143,5195164 | -234,1036 |
| 90 | 92,87036 | 173,9265 |
| 120 | 172,732223 | 670,601599 |
| 150 | 104,5386361 | 607,040943 |
| 180 | 0 | 0 |
| 210 | -105,5602831 |
| 240 | -178,788152 |
| 270 | -109,30436 |
| 300 | 78,1121964 |
| 330 | 118,8927905 |
| 360 | 0 |
| 390 | 380,8569325 |
| 420 | 268,0015386 |
| 450 | 292,81736 |
| 480 | 285,776231 |
| 510 | 150,5127511 |
| 540 | 0 |
| 570 | -108,1144006 |
| 600 | -179,7974735 |
| 630 | -102,45686 |
| 660 | 133,9809489 |
| 690 | 233,096765 |
| 720 | 0 |

, где Тх – значение тангенциальной силы при данном угле поворота.

Тср.= 163,2 Н∙м, что составляет разницу с ранее

посчитанным моментом (27) 2,45%.

**7. Тепловой баланс двигателя**

Теплота сгорания израсходованного топлива:

 (51)



Эквивалентная эффективная теплота работы двигателя:

 (52)



**Список литературы**

1. Сырямин Ю.Н. Двигатели внутреннего сгорания. Методические указания к выполнению расчетно-графического упражнения. Н., 1998. 13 с.

2. Сергеев В.П. Автотракторный транспорт. М., 1984. 304 с.

3. Колчин А.И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей. М., 1971.

4. Орлин А.И. Двигатели внутреннего сгорания. М., 1970. 384 с.

5. СТП СГУПС 01.01–2000. Курсовой и дипломный проекты. Требования к оформлению. 41 с.