**Введение**

Во второй половине XIX века произошли события, приведшие впоследствии к появлению наиболее массового средства передвижения – автомобиля. В 1860г. французский механик Этьен Ленуар создал первый двигатель внутреннего сгорания. Однако этот двигатель во многом уступал паровым машинам того времени. Существенно повысить его эффективность удалось механику из Кельна Августу Отто, построившему в 1862г. четырехтактный двигатель внутреннего сгорания со сжатием горючей смеси.

Отто понадобилось 15 лет, чтобы сконструировать работоспособный двигатель. Однако этот двигатель работал на газе, был тихоходным и тяжелым, из-за чего получил применение лишь в стационарных условиях. Только перевод двигателя внутреннего сгорания на жидкое топливо открыл ему широкую дорогу на транспорте. Такой двигатель был создан в 1881г. техническим директором завода Отто в г. Дойце Готтлибом Даймлером.

Претерпев значительные конструктивные изменения, постоянно совершенствуясь, двигатели Отто с принудительным искровым воспламенением и до настоящего времени остались наиболее массовой силовой установкой автомобиля.

В данной контрольной работе необходимо рассмотреть тепловой расчет автомобильного двигателя, определить основные параметры рабочего процесса двигателя. Также необходимо определить индикаторные и эффективные показатели работы двигателя и построить индикаторную диаграмму.

Исходные данные для выполнения контрольной работы приведены в таблице 1.

*Таблица 1 –* **Исходные данные**

|  |  |
| --- | --- |
| Тип двигателя | дизельный |
| Степень сжатия, ε | 14,5 |
| Максимальное давление, *P*z, МПа | 6,7 |
| Частота вращения коленчатого вала двигателя, *n*, об/мин | 3800 |
| Число цилиндров двигателя, *i* | 6 |
| Диаметр цилиндра, dц, м | 0,095 |
| Ход поршня, *S*, м | 0,102 |
| Длина шатуна, *l*ш, м | 0,26 |

**1 Расчет объема камеры сгорания**

Объем камеры сгорания определяется по формуле:

, (1.1)

где *Vc* – объем камеры сгорания двигателя, м3;

*Vh* – рабочий объем цилиндра, м3;

ε – степень сжатия; ε = 14,5.

Рабочий объем цилиндра определяется по формуле:

, (1.2)

где *Fп –* площадь поршня, м2;

*S* – ход поршня, *S*  = 0,102 м.

*Fп =* π *D*2 / 4,(1.3)

где *D* – диаметр поршня, *D* = 0,095 м.

Площадь поршня согласно формуле (1.3) составит:

*Fп* = 3,14 · 0,0952 / 4 = 0,708 · 10– 2 м2.

Рабочий объем цилиндра согласно формуле (1.2) равен:

*Vh* = 0,708 · 10– 2 ⋅ 0,102 = 0,723 · 10– 3 м3.

Объем камеры сгорания равен:

*Vc* = 0,723 · 10– 3 / (14,5 – 1) = 0,054 · 10– 3 м3.

Объем цилиндра в точках "*а*" и "*b*" индикаторной диаграммы для четырехтактного двигателя:

, (1.4)

где *Vа*, *Vв* – объем цилиндра в точках "*а*" и "*b*" индикаторной диаграммы

соответственно.

*Vа = Vв* = 0,054 · 10– 3 + 0,723 · 10– 3 = 0,777 · 10– 3 м3.

**2 Расчет процесса наполнения**

Давление в цилиндре в конце процесса наполнения для четырехтактных ДВС без наддува можно ориентировочно принять:

*Ра* = (0,85 – 0,9) *Ро*, (2.1)

где *Р*о – атмосферное давление воздуха, МПа. Для стандартных атмосферных

условий *Ро* = 0,101 МПа [2].

*Ра* = 0,87 · 0,101 = 0,088 МПа.

Температура заряда в конце процесса наполнения определяется по формуле:

 (2.2)

где *Т*о – температура воздушного заряда на входе в двигатель, *Т*о = 293 К [2];

Δ*t* – подогрев рабочего тела в цилиндре от стенок в конце наполнения,

Δ*t* = 15 °C [2];

*Тr* – температура выпускных газов, *Тr* = 800 К [2];

γ*r* – коэффициент остаточных газов, γ*r* = 0,05 [2].



Коэффициент наполнения цилиндра определяется по формуле:

 (2.3)



**3 Расчет параметров сжатия рабочего тела в цилиндре**

Давление и температура в конце сжатия определяется по формуле:

 (3.1)

 (3.2)

где *n*1 – показатель политропы сжатия, *n*1 = 1,35 [2].



**4 Расчет процесса сгорания**

Количество воздуха, необходимое для сгорания 1 кг топлива, определяется по формуле:

 (4.1)

где  – элементарный состав соответственно углерода, водорода и

кислорода в топливе по массе, [2].

 кмоль.

Количество свежего заряда в цилиндре, кмоль, приходящегося на 1 кг топлива, определяется по формуле:

*М*1 *=* α *Lо*, (4.2)

где α– коэффициент избытка воздуха, α = 1,3 [2].

*М*1 = 1,3 ⋅ 0,495 = 0,644 кмоль.

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

 (4.3)

 кмоль.

Химический коэффициент молекулярного изменения рабочего тела:

 (4.4)



Действительный коэффициент молекулярного изменения рабочей смеси с учетом наличия в цилиндре остаточных газов определяется по формуле:

 (4.5)



Уравнение сгорания для дизельных двигателей имеет вид:

 (4.6)

где ξ – коэффициент использования теплоты, для дизельных двигателей, ξ = 0,7;

*Нu* – низшая теплота сгорания топлива, *Н*u = 42500 кДж/кг [2];

*mcvc* – средняя молярная теплоемкость свежего заряда.

*mcv*” – средняя молярная теплоемкость продуктов сгорания.

Средняя молярная теплоемкость свежего заряда определяется по формуле:

*mcvc*= 20,16 + 1,74 ⋅10-3 *Тс*; (4.7)

*mcvc* = 20,16 + 1,74 ⋅10-3 ∙ 821 = 21,589.

Средняя молярная теплоемкость продуктов сгорания определяется по формуле:

*mcv”* =  (4.8)

*mcv”* = 

Степень повышения давления в цилиндре определяется по формуле:

λ*z = Pz**/ Pc.* (4.9)

λ*z* = 6,7 / 3,253 = 2,060.

Подставляя полученные значения величин в уравнения сгорания, получаем уравнение с двумя неизвестными: максимальной температурой сгорания *Т*z и теплоемкости продуктов сгорания *mc*v” при этой же температуре.



После подстановки в уравнение сгорания известных параметров в виде числовых значений и последующих преобразований оно превращается в квадратное уравнение:

*АТz*2 *+ ВТz + С =* 0, (4.10)

где *А, В, С* – числовые коэффициенты.

2,740 · 10–3 *Тz*2 *+* 30,549 *Тz* – 75781,564 = 0.

Тогда решение уравнения имеет вид

 (4.11)



 

Максимальная температура сгорания равна *Т*z = 2089 К.

Теоретическое максимальное давление цикла определяется по формуле:

*Рz*′*= Рz.* (4.12)

*Рz*′ *=* 6,7 МПа.

**5 Расчет процесса расширения**

Степень предварительного расширения для дизельных двигателей определяется по формуле:

ρ *=* (μ / λ*z* ) ⋅ (*Тz* */ Тс*) ; (5.1)

ρ *=* (1,049 / 2,060) · (2089 / 821) = 1,296.

Объем цилиндра в точке *Z* определяется по формуле:

*Vz = Vc* ρ; (5.2)

*Vz =* 0,054 · 10– 3 ⋅ 1,296 = 0,070 · 10– 3 м3.

Степень последующего расширения определяется по формуле:

δ = ε / ρ; (5.3)

δ *=* 14,5 / 1,296 = 11,188.

Давление и температура в цилиндре в конце процесса расширения определяются по формулам:

 (5.4)

 (5.5)

где *n*2– показатель политропы расширения, *n*2 = 1,26 [2].

*Рв =* 6,7 / 11,1881,26 = 0,320 МПа;

*Тв =* 2089 / 11,1881,26 – 1 = 1117 К.

**6 Индикаторные показатели работы двигателя**

После определения параметров характерных точек индикаторной диаграммы вычисляются показатели рабочего процесса.

Средним индикаторным давлением *Рi* называют отношение работы газов за цикл *Li* к рабочему объему *Vh* четырехтактного двигателя. Среднее индикаторное давление теоретического цикла для дизелей определяется по формуле:

 (6.1)

 

Среднее индикаторное давление действительного цикла для четырехтактного двигателя определяется по формуле:

*Рi =* ϕп *Рi′* ,(6.2)

где ϕп  – коэффициент полноты индикаторной диаграммы, ϕп = 0,94 [2].

*Рi =* 0,94 · 0,882 = 0,829 МПа*.*

Индикаторный коэффициент полезного действия η*i* характеризует степень совершенства рабочего процесса в двигателе и представляет собой отношение теплоты, эквивалентной индикаторной работе цикла, к теплоте сгорания топлива:

 (6.3)



Удельный индикаторный расход топлива определяется по формуле:

 (6.4)

 г/кВт.ч.

Индикаторная мощность двигателя определяется по формуле:

 (6.5)

где *i* – число цилиндров двигателя, *i =* 6;

*n* – частота вращения коленчатого вала двигателя, *n* = 3800 об/мин;

τ – коэффициент тактности двигателя, для 4-х тактных ДВС τ = 4,

 кВт.

**7 Эффективные показатели работы двигателя**

Эффективные показатели характеризуют двигатели в целом, так как учитывают не только потери теплоты, но и механические потери в двигателе. Для их определения вначале находят среднее давление механических потерь:

*Рм =* 0,103 + 0,012 *Cm* , (7.1)

где *Сm* – средняя скорость поршня, м/с:

 (7.2)



Среднее давление механических потерь равно:

*Рм =* 0,103 + 0,012 · 12,92 = 0,258 МПа.

Среднее эффективное давление определяется по формуле:

*Ре = Рi  – Рм*; (7.3)

*Ре =* 0,829 – 0,258 = 0,571 МПа.

Механический КПД двигателя определяется по формуле:

 (7.4)



Эффективный КПД двигателя определяется по формуле:

η*е =* η*i* η*м* ; (7.5)

η*е =* 0,374 ⋅ 0,689 = 0,258.

Удельный эффективный расход топлива определяется по формуле:

 (7.6)



Эффективная мощность двигателя, определяется по формуле:

*Nе = Ni* η*м*.(7.7)

*Nе =* 113,88 ⋅ 0,689 = 78,46 кВт.

**8 Построение индикаторной диаграммы**

Индикаторная диаграмма строится в координатах давление *Р – V*. По оси абсцисс откладываются вычисленные ранее объемы *Va*, *Vc*, *Vz*, *Vв,* соответствующие положению характерных точек индикаторной диаграммы. По оси ординат откладываются вычисленные ранее давления *Pa*, *Pc*, *Pz, Pв.* По значениям объемов и давлений находим положение характерных точек индикаторной диаграммы ("*а*", "*с*", "*z*", "*в*")*.*

Далее необходимо определить координаты промежуточных точек политроп сжатия "*а*" – "*с*" и расширения "*z*" – "*b*". Для этого выразим значение давлений *Р* этих политроп при заданном текущем объеме *V*.

Расчет политропы сжатия

 (8.1)

Расчет политропы расширения

 (8.2)

Объем цилиндра определяется по формуле:

*V = Vc + Fп S*.(8.3)

Ход поршня определяется по формуле:

*S = R* (1 *– cos* ϕ *+* λ (1 *– cos* 2ϕ) / 4), (8.4)

где *R* – радиус кривошипа коленчатого вала (берется по заданию как половина

хода поршня), *R* = 0,051 м;

ϕ – угол поворота коленчатого вала, град.

λ – отношение радиуса кривошипа к длине шатуна:

 (8.5)

где *lш* – длина шатуна, *lш* = 0,26 м.



Пример расчета при ϕ = 180º.

*S =* 0,051 · (1 – cos 180º + 0,196 · (1 – cos (2 · 180º)) / 4) = 0,102 м;







Результаты расчетов политропных процессов расширения и сжатия приведены в таблице 2.

*Таблица 2* **– Результаты расчета политропных процессов сжатия и расширения**

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| ϕ, ° | *S*, м | *V = Vc+ Fп* ⋅ *S*, м3 | Сжатие | | | Расширение | | |
| *Va* / *V* | *(Va* / *V)n*1 | *P*, МПа | *V / Vz* | *(V / Vz)n*2 | *P*, МПа |
| 180 | 0,102 | 0,777 · 10–3 | 1 | 1 | 0,088 | 11,188 | 20,962 | 0,320 |
| 210 | 0,096 | 0,734 · 10–3 | 1,059 | 1,080 | 0,095 | 10,486 | 19,318 | 0,347 |
| 240 | 0,080 | 0,621 · 10–3 | 1,251 | 1,353 | 0,119 | 8,871 | 15,648 | 0,428 |
| 270 | 0,056 | 0,451 · 10–3 | 1,723 | 2,084 | 0,183 | 6,443 | 10,458 | 0,641 |
| 300 | 0,029 | 0,259 · 10–3 | 3,000 | 4,407 | 0,388 | 3,700 | 5,199 | 1,289 |
| 330 | 0,008 | 0,111 · 10–3 | 7,000 | 13,832 | 1,217 | 1,586 | 1,788 | 3,747 |
| 360 | 0 | 0,054 · 10–3 | 14,5 | 36,970 | 3,253 | 1 | 1 | 6,7 |

Индикаторная диаграмма дизельного двигателя изображена на рисунке 1.

**Список использованных источников**

1 В. М Кленников., Ю. И. Боровских и др. Устройство автомобиля. – М.: Высшая школа, 1978. – 165 с.

2 С. И. Сухопаров, Р. К. Гизатуллин. Термодинамика и транспортные двигатели: методические указания по выполнению контрольной работы "Расчет рабочего процесса автотранспортного двигателя". – Гомель/БелГУТ , 2005. – 18 с.

**Содержание**

|  |  |
| --- | --- |
| Введение……………………………………………………………………. | 3 |
| 1 Расчет объема камеры сгорания………………………………………… | 4 |
| 2 Расчет процесса наполнения……………………………………………. | 5 |
| 3 Расчет параметров сжатия рабочего тела в цилиндре………………… | 6 |
| 4 Расчет процесса сгорания……………………………………………….. | 7 |
| 5 Расчет процесса расширения……………………………………………. | 10 |
| 6 Индикаторные показатели работы двигателя………………………….. | 11 |
| 7 Эффективные показатели работы двигателя…………………………... | 13 |
| 8 Построение индикаторной диаграммы………………………………… | 15 |
| Список использованных источников……………………………………... | 18 |