Учреждение образования
«Полоцкий государственный университет»

Факультет машиностроения и автомобильного транспорта

Кафедра автомобильного транспорта

**Практическое занятие 3**

**Тепловой расчет и определение основных размеров бензинового двигателя**

для студентов специальности

1−37 01 07 «Автосервис»

**Составитель:**

Дудан А.В., кандидат технических наук, доцент

**Тепловой расчет и определение основных размеров бензинового двигателя**

Исходные данные для расчета:

* эффективная мощность двигателя *Ne* = 46 *кВ;*
* частота вращения коленчатого вала *n* = 5100 *об/мин;*
* число тактов *τ* = 4;
* число цилиндров и расположение цилиндров *і* = *4, рад;*
* коэффициент избытка воздуха α = 0,95;
* степень сжатия ε = 7,8;
* прототип *ВАЗ -2101*;
* отношение хода поршня к диаметру цилиндра S/D = 0,92.

Для расчета двигателя в качестве топлива принимаем бензин А-92 с элементарным составом по массе:

gc = 0,85; gll = 0,15; g0 = 0.

Низшая теплота сгорания данного топлива *Hu =* 44000 *кДж/кг* Давление и температуру окружающей среды принимаем равными

*P0 =* 0,1 *МПа, T0 =* 298 *K*.

В начале сжатия температура отработавших газов для бензиновых ДВС изменяется в пределах от 900 до 1100 *К,* для расчета принимаем *Tr =* 1000 *К.* Давление остаточных газов:

*Pr*  = (1,05…1,25) · *p0* = 1,15 · 0,1 = 0,115 *МПа*

Температура подогрева свежего заряда для бензиновых ДВС изменяется в пределах: Δ*Т* = -5...30 *К,* принимаем Δ*Т =5 К.*

Величина потери давления на впуске для бензиновых ДВС Δ *Pa* = 0,12·0,01 = 0,012 *МПа*

**1.2 Определение параметров конца впуска**

Давление газов в цилиндре в конце впуска:

*ра = р() –* Δ*pa =* 0,1 - 0,012 = 0,088 *МПа*

Коэффициент остаточных газов вычисляется по формуле:

$$γ\_{r}=\frac{T\_{0} + Δ T }{T\_{r}}·\frac{p\_{r}}{ε·p\_{a} -p\_{r}}=\frac{298+5}{1000}·\frac{0,115}{7,8·0,088-0,115}=0,06$$

Температура газов в цилиндре в конце впуска:

$$T\_{a}=\frac{T\_{0} + Δ T+γ\_{r}·T\_{r}}{1+γ\_{r}}=\frac{298+5+0,06·1000}{1+0,06}=342K$$

Коэффициент наполнения вычисляется по формуле:

$$η\_{v}=\frac{T\_{0}}{T\_{0} + Δ T}·\frac{1}{ε-1}·\frac{1}{p\_{0}}·( ε·p\_{a} -p\_{r})$$

$$η\_{v}=\frac{298}{298+5}·\frac{1}{7,8-1}·\frac{1}{0,1}·\left( 7,8·0,088-0,115\right)=0,83$$

**1.3 Определение параметров конца сжатия**

Давление и температура газов в конце сжатия вычисляются по формулам:

*Рc = рa* $ε^{n\_{1}}$*=* 0,088$·7,8^{1,38}$ = 1,5 *МПа*

$T\_{c}$ *= Tа*$·$$ε^{n\_{1}-1}$*=* 342$·7,8^{1,38-1}$ = 746*K.*

где $n\_{1}$ = 1,38 – показатель политропы сжатия(табл. 1,2)

**1.4 Определение параметров конца сгорания**

Теоретически необходимое количество воздуха для сгорания топлива:

$$L\_{0}=\frac{1}{0,21}·\left(\frac{g\_{c}}{12}+\frac{g\_{hh}}{4}+\frac{g\_{0}}{32} \right)=\frac{1}{0,21}·\left(\frac{0,85}{12}+\frac{0,15}{4}+\frac{0}{32} \right)=0,5159{кмоль}/{кг}$$

где g*c* g*h* g*0* - средний элементарный состав топлива для бензина.

Количество свежего заряда *(кмоль* для бензиновых двигателей определяется по формуле:

$$M\_{1}=α·L\_{0}+\frac{1}{m\_{I}},$$

где $m\_{I}$ - молекулярная масса топлива для бензина $m\_{I}$ = 110…120 *кмоль/кг.*

$$M\_{1}=0,95·0,5159+\frac{1}{115}=0,4988{кмоль}/{кг}$$

Количество продуктов сгорания при работе двигателя на бензине

*при а* < 1 :

$$M\_{2}=\frac{g\_{c}}{12}+\frac{g\_{hh}}{2}+0,79·α·L\_{0}$$

$$M\_{2}=\frac{0,85}{12}+\frac{0,15}{2}+0,79·0,95·0,5159=0,5330{кмоль}/{кг}.$$

Теоретический коэффициент молекулярного изменения:

$$µ\_{0}=\frac{M\_{2}}{M\_{1}}=\frac{0,5330}{0,4988}=1,0686.$$

Действительный коэффициент молекулярного изменения:

$$µ=1+\frac{µ\_{0}-1}{1+γ\_{r}}=1+\frac{1,0686-1}{1+0,06}=1,065.$$

Потеря тепла вследствие неполноты сгорания топлива:

$$ΔH\_{u}\_{ }=119600·\left(1-α\right)·L\_{0}$$

$$ΔH\_{u}\_{ }=119600·\left(1-0,95\right)·0,5159=3085,1кДж/\left(моль·К\right)$$

Средняя мольная теплоёмкость свежего заряда:

$$ mc\_{vc}=20,16+1,74·10^{-3}·T\_{c}$$

$$mc\_{vc}=20,16+1,74·10^{-3}·746=21,46кДж/кмоль·град$$

Средняя мольная теплоёмкость продуктов сгорания:

$$mc\_{vz}=\left(18,42+2,60·α\right)+\left(1,55+1,38·α\right)·T\_{z}·10^{-3}$$

$$mc\_{vz}=\left(18,42+2,60·0,95\right)+\left(1,55+1,38·0,95\right)·T\_{z}·10^{-3}=20,89+2,86·T\_{z}·10^{-3}$$

Коэффициент использования теплоты для бензиновых ДВС изменяется в пределах *ξ* = (0,85...0,95). Принимаем *ξ* = 0,85.

Максимальная температура сгорания подсчитывается по уравнению:

$$\frac{ξ·\left(H\_{u}-ΔH\_{u}\right)}{M\_{I}·\left(1+γ\_{r}\right)}+mc\_{vz}·T\_{c}=µ·mc\_{vz}·T\_{z}$$

Подставив в уравнение найденное значение $mc\_{vz}$ имеем:

$$\frac{0,85·\left(44000-3085,1\right)}{0,4988·\left(1+0,06\right)}+21,46·746=1,065·\left(20,89+2,86·T\_{z}·10^{-3}\right)·T\_{z}$$

Решим квадратное уравнение:

$$3,0459·10^{-3}·T\_{z}^{2}+22,2479·T\_{z}-81785,258=0$$

$$T\_{z}=\frac{-B+\sqrt{B^{2}+4·A·C}}{2·A}=\frac{-22,25+\sqrt{22,25^{2}+4·3,046·10^{-3}·81785,26}}{2·3,046·10^{-3}}≈2687K$$

B = $22,25$

A = $3,046·10^{-3}$

C = -$81785,26 $

$T\_{z}$= $2687K$

Теоретическое максимальное давление цикла:

$$p\_{zT}=µ·\frac{T\_{z}}{T\_{c}}·p\_{c}=1,065·\frac{2687}{746}·1,5=5,4МПа$$

Степень повышения давления:

$$λ=\frac{p\_{zT}}{p\_{c}}=\frac{6,3}{1,5}·1,5=4,2$$

 Действительное давление конца сгорания:

$$p\_{zd}=0,85·p\_{zT}=0,85·6,3=5,4МПа$$

**1.5 Определение параметров конца расширения**

Степень предварительного расширения для бензиновых двигателей

*ρ* = 1.

Степень последующего расширения δ = $\frac{δ}{ρ}$ = 7,8

Температура в конце расширения:

$$T\_{b}=\frac{T\_{z}}{δ ^{n\_{2}-1}},$$

где *n*2 – средний показатель политропы расширения, для бензиновых двигателей *n*2 = 1,23…1,34, принимаем *n*2 = 1,3.

$$T\_{b}=\frac{2687}{7,8 ^{1,3-1}}=1451K$$

Давление в конце расширения:

$$p\_{b}=\frac{p\_{zT}}{δ ^{n\_{2}}}=\frac{6,3}{7,8 ^{1,3}}=0,44МПа$$

Правильность выбора температуры *Tr* проверяем по формуле профессора Е.К. Мазинга

$$T\_{r}=\frac{T\_{b}}{\sqrt[3]{\frac{p\_{b}}{p\_{r}}}}=\frac{1451}{\sqrt[3]{\frac{0,44}{0,115}}}=930K$$

Погрешность расчета составляет 7 % , что меньше предельной - 10 %.

1.6 Определение параметров, характеризующих цикл в целом

Среднее индикаторное давление теоретического цикла:

$$p\_{i}=\frac{p\_{c}}{ε-1}\left[\frac{λ}{n\_{2}-1}\left(1-\frac{1}{ε ^{n\_{2}-1}}\right)-\frac{1}{n\_{1}-1}\left(1-\frac{1}{ε ^{n\_{1}-1}}\right)\right]$$

$$p\_{i}=\frac{1,5}{7,8-1}\left[\frac{4,2}{1,3-1}\left(1-\frac{1}{7,8 ^{1,3-1}}\right)-\frac{1}{1,38-1}\left(1-\frac{1}{7,8 ^{1,38-1}}\right)\right]=1,05МПа$$

Среднее индикаторное давление действительного цикла

$$Pi=φ\_{n}·p\_{i}=0,97·1,05=1,02МПа,$$

где $φ\_{n}$- коэффициент полноты индикаторной диаграммы($φ\_{n}$= 0,94…0,97; принято $φ\_{n}$= 0,97).

Индикаторный КПД:

$$η\_{i}=8,314·\frac{M\_{1}·p\_{i}·T\_{0}}{H\_{u}·η\_{v}·p\_{0}}=8,314·\frac{0,4988·1,02·298}{44000·0,83·0,1}=0,35$$

Удельный индикаторный расход топлива:

$$g\_{i}=\frac{3600·10^{3}}{H\_{u}·η\_{i}}=\frac{3600·10^{3}}{44000·0,35}=233,8г/кВт·ч$$

**1.7 Определение параметров, характеризующих двигатель в целом**

Величина механического КПД двигателя выбирается исходя из того, что для бензиновых ДВС $η\_{м}$ изменяется от 0,7 до 0,85. Принимаем $η\_{м}$ =0,85.

Среднее эффективное давление:

$$p\_{e}=p\_{i}·η\_{м}=1,02·0,85=0,87$$

Эффективный КПД:

$$η\_{e}=η\_{i}·η\_{м}=0,35·0,85=0,3$$

Удельный эффективный расход топлива:

$$g\_{e}=\frac{3600·10^{3}}{H\_{u}·η\_{e}}=\frac{3600·10^{3}}{44000·0,3}=282 г/кВт·ч$$

**1.8 Определение основных размеров двигателя**

По эффективной мощности, частоте вращения коленчатого вала и среднему давлению определяем литраж двигателя по формуле:

$$V\_{л}=30·τ·\frac{N\_{e}}{p\_{e}·n}=30·4·\frac{46}{0,87·5100}=1,24л$$

Рабочий объем одного цилиндра:

$$V\_{h}=\frac{V\_{л}}{i}=30·4·\frac{1,24}{4}=0,31л$$

где $i$ – число цилиндров.

Диаметр цилиндра:

$$D=0,159·\sqrt[3]{\frac{V\_{h}}{π·S⁄D}=}0,159·\sqrt[3]{\frac{0,31}{3,14·0,92}=}0,076м$$

Ход поршня:

$$S=D·\frac{S}{D}=0,076·0,092=0,31 м$$

Эффективная мощность:

$$N\_{e}=\frac{p\_{e}·V\_{л}·n}{30·τ}=\frac{0,87·1,24·5100}{30·4}=46кВт$$

Эффективный крутящий момент:

$$M\_{e}=\frac{3·10^{4}}{π}·\frac{N\_{e}}{n}=\frac{3·10^{4}}{3,14}·\frac{46}{5100}=81Н·м$$

 Часовой расход топлива:

$$G\_{T}=N\_{e}·g\_{e}·10^{-3}=46·282·10^{-3}=13кг/ч$$

Средняя скорость поршня:

$$С\_{n}=\frac{S·n}{30}=\frac{0,07·5100}{30}=11,9м/с$$

Литровая мощность:

$$N\_{л}=\frac{p\_{e}·n}{30·τ}=\frac{0,87·5100}{30·4}=37кВт/л.$$

Таким образом, найдены основные параметры рабочего цикла двигателя, индикаторные и эффективные показатели его работы, также определены основные размеры двигателя. Точность расчетов, температура $T\_{r}$ составляет 7%.

**Практическое занятие № 3 «Тепловой расчет поршневых двигателей»**

**Произвести тепловой расчет двигателя по исходным данным, приведенных в таблице**

Таблица: Исходные данные теплового расчета

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| № | Эффективная мощность *N*в кВт | Частота вращения коленчатого вала двигателя n | Число тактов*τ* | Число цилиндров и их расположение *і* | Коэффициент избытка α | Степень сжатия ε | Отношение хода поршня к диаметру цилиндров S/D | Тип двигателя | Прототип |
| 1 | 46 | 5100 | 4 | 4P | 0.95 | 7.8 | 0.92 | Бенз | Ваз-2101 |
| 2 | 125 | 2200 | 4 | 6P | 1.80 | 16.0 | 1.10 | Диз с надувом | Д 260,1 |
| 3 | 105 | 3100 | 4 | 8V | 0.90 | 6.7 | 0.92 | Бенз | Зил-130 |
| 4 | 130 | 3100 | 4 | 8V | 0.92 | 7.5 | 0.9 | Бенз | Зил- 137 |
| 5 | 160 | 3550 | 4 | 8V | 0.87 | 7.3 | 0.89 | Бенз | Зил-133 |
| 6 | 160 | 4300 | 4 | 8V | 0.92 | 10.0 | 1.94 | Бенз | Зил-111 |
| 7 | 225 | 4600 | 4 | 8V | 0.91 | 11.0 | 0.88 | Бенз | Зил-114 |
| 8 | 115 | 5300 | 4 | 4P | 0.93 | 9.6 | 0.91 | Бенз | ЗМЗ-4062,10 |
| 9 | 55 | 5350 | 4 | 4P | 0.86 | 8.6 | 1.03 | Бенз | ВАЗ-2103 |
| 10 | 95 | 5150 | 4 | 6V | 0.85 | 8.1 | 0.82 | Бенз | ГАЗ-24-14 |
| 11 | 45 | 5300 | 4 | 4P | 0.88 | 10.0 | 0.97 | Бенз | Wolkswagen Polo |
| 12 | 60 | 5200 | 4 | 4P | 0.90 | 9.3 | 1.05 | Бенз | Mazda 323LX |
| 13 | 35 | 5200 | 4 | 4P | 0.89 | 9.8 | 1.1 | Бенз | Opel Cossa |
| 14 | 45 | 5400 | 4 | 4P | 0.95 | 9.5 | 0.95 | Бенз | Renauln Twingo |
| 15 | 130 | 2000 | 4 | 6V | 1.40 | 16.0 | 1.05 | Диз | ЯМЗ-236 |
| 16 | 175 | 2150 | 4 | 8V | 1.38 | 16.3 | 1.04 | Диз | ЯМЗ-238 |
| 17 | 155 | 2650 | 4 | 8V | 1.342 | 17.2 | 0.99 | Диз | Камаз-740 |
| 18 | 135 | 2750 | 4 | 8V | 1.95 | 18.6 | 1.02 | Диз | Зил-645 |
| 19 | 100 | 2500 | 4 | 4P | 1.41 | 16.0 | 1.32 | Диз | Mersedes-Benz OM364 |
| 20 | 200 | 2500 | 4 | 6 | 1.43 | 16.0 | 1.14 | Диз | MAN D0826 LF |
| 21 | 160 | 2600 | 4 | 6 | 1.45 | 16.5 | 1.20 | Диз | Perkinz 210T |
| 22 | 195 | 2350 | 4 | 6 | 1.46 | 16.0 | 1.20 | Диз | Volvo D7.260 |
| 23 | 225 | 2100 | 4 | 6 | 1.42 | 16.0 | 1.15 | Диз | Navistar Int 530 |
| 24 | 80 | 2300 | 4 | 4P | 1.43 | 16.1 | 1.13 | Диз | D-245.1 |
| 25 | 95 | 2500 | 4 | 4P | 1.45 | 16.3 | 1.24 | Диз | D-245.3 |
| 26 | 85 | 2600 | 4 | 4 | 1.94 | 16.2 | 1.23 | Диз | D-245.10 |
| 27 | 200 | 2450 | 4 | 6 | 1.42 | 16.0 | 1.14 | Диз | Man D0826 LF |
| 28 | 180 | 2700 | 4 | 6 | 1.40 | 15.8 | 1.35 | Диз | Mersedes-Benz OM366 |
| 29 | 190 | 2350 | 4 | 6 | 1.45 | 16.0 | 1.08 | Диз | Steyr WD612.65 |
| 30 | 155 | 2600 | 4 | 6 | 1.44 | 16.0 | 1.20 | Диз | Renauln 0.6 W4 |
| 31 | 170 | 2400 | 4 | 6 | 1.43 | 15.2 | 1.20 | Диз | Cummins b-235 |
| 32 | 165 | 2500 | 4 | 4 | 1.46 | 16.0 | 1.19 | Диз | Deutz-1013 |

**ТЕПЛОВОЙ РАСЧЁТ ОСНОВНЫХ РАЗМЕРОВ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ**

**2.1.Процесс наполнения.**

Исходные данные для расчёта:

эффективная мощность двигателя Ne=125кВт

частота вращения коленчатого вала n=2200об/мин

число тактов τ=4

число цилиндров расположения i=6 рядн.

коэффициент избытка воздуха α=1,8

степень сжатия ε=16

прототип Д260.1

 В результате данного процесса цилиндр двигателя наполняется свежим зарядом. Давление и температура окружающей среды принимаются: $р\_{0}$=0,1 МПа, $Т\_{0}$=293 К для тракторных двигателей.

Давление и температура воздуха принимается по рекомендациям, приведённым в параграфе «Особенности расчёта двухтактных двигателей с надувом» $p\_{к}$=1,5\*$р\_{0}$=1,5\*0,1=0,15 МПа,

 $Т\_{к}$=$Т\_{0}\*(p\_{к}/р\_{0})^{(n\_{к}-1)/n\_{к}}$= $293\*(\frac{0,15}{0,1})^{(1,4-1)/1,4}$=293 К где: $n\_{к}$-показатель политропы сжатия воздуха в компрессоре; $n\_{к}$=1,4.

 Давление остаточных газов поля двигателя с надувом $p\_{r}$=(1,05…1,25)$ p\_{к}$; исходя из этого принимаем $p\_{r}$=0,17 МПа.

 Температура остаточных газов выбирается с учётом того,что для дизельных двигателей она находится в пределах $Т\_{r}$=700…900 К, исходя из этого принимаем $Т\_{r}$=800 К.

 В зависимости от типа двигателя температура подогрева свежего заряда ΔТ=-5…30 К, примем ΔТ=5 К.

 Давление в конце впуска

$p\_{а}$=$p\_{к}$-Δ$p\_{а}$.

 Величина потери давления на впуске Δ$p\_{а}$ колеблется в пределах: для дизельных двигателей Δ$p\_{а}$=(0,04-0,18)$ p\_{к}$,тогда

 Δ$p\_{а}$=0,11\*$p\_{к}$

 Δ$p\_{а}$=0,11\*0,15=0,017 МПа

$ p\_{а}$=0,15-0,017=0,135 МПа

 Коэффициент остаточных газов:

$γ\_{r}$=$\frac{Т\_{к}+ΔТ}{Т\_{r}}\*\frac{p\_{r}}{ε\* p\_{а}-p\_{r}}$

где ε- степень сжатия. ε=16,00

$ γ\_{r}$=$\frac{329+5}{800}$\*$\frac{0,17}{16,00\*0,135-0,17}$=0,036

 Величина коэффициента остаточных газов $γ\_{r}$ изменяется в пределах: для дизельных двигателей $γ\_{r}$=0,03…0,06.

 Температура в конце впуска

$Т\_{а}$=$\frac{ Т\_{к}+ΔТ+γ\_{r}\* Т\_{r}}{1+γ\_{r}}$

$ Т\_{а}=\frac{329+5+0,036\*800}{1+0,036}$=350 К

 В современных двигателях температура в конце впуска бывает: для дизельных двигателей $Т\_{а}$=(320…400).

 Коэффициент наполнения

 Величина коэффициента наполнения для дизельных двигателей измеряется в пределах: $η\_{v}$=0,80…0,90.

$η\_{v}$=$\frac{ε}{ε+1}\*\frac{ p\_{а}}{p\_{к}}\*\frac{Т\_{к}}{Т\_{а}}\*\frac{1}{1+γ\_{r}}$

 $η\_{v}$=$\frac{16,00}{16-1}\*\frac{0,135}{0,15}\*\frac{329}{350}\*\frac{1}{1+0,036}$=0,87.

**2.2 Процесс сжатия .**

 Давление в конце сжатия

$Р\_{с}$=$Р\_{а}$\*$ε^{n\_{1}}$.

 Температура в конце сжатия

$Т\_{с}$=$Т\_{а}$\*$ε^{n\_{1}-1}$.

 В этих формулах $n\_{1}$- показатель политропы сжатия, который для автотракторных двигателей находится в пределах $n\_{1}$=1,34…1,42. Принимаем $n\_{1}$=1,34, тогда

 $p\_{c}$=0,135\*$16,00^{1,34}$=5,54 МПа

$Т\_{с}$=350\*$16,00^{1,34}$=899 К.

 Для автотракторных двигателей давление и температура в конце сжатия изменяется в пределах (таблица 1):

 Таблица 1

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Тип двигателя  | $ p\_{c}$,МПа | $$Т\_{с}$$ |
| Дизель с наддувом | 3,50…5,50 | 700…900 |

**2.3 Процесс сгорания.**

 Теоретически необходимое количество воздуха необходимое для сгорания 1 кг жидкого топлива

$L\_{0}$=$\frac{1}{0,21}∙(\frac{q\_{c}}{12}+\frac{q\_{h}}{4}-\frac{q\_{0}}{32})$

где $q\_{c}$;$ q\_{h}$; $q\_{0}$-средний элементарный состав топлива в долях кг соответственно углерода, водорода и кислорода. Для дизельного топлива понимают:

$q\_{c}$=0,86;$ q\_{h}$=0,13;$ q\_{0}$=0,01;

$L\_{0}$=$\frac{1}{0,21}\*(\frac{0,86}{12}+\frac{0,13}{4}-\frac{0,01}{32})$=0,495$\frac{моль.воздуха}{кг.топлива}$

 Количество молей свежего заряда для дизельных двигателей

$М\_{1}$=α\*$L\_{0}$

$М\_{1}$=1,80\*0,495=0,890

 Количество продуктов сгорания при работе двигателей на жидком топливе при α>=1

$$М\_{2}=\frac{g\_{c}}{12}+\frac{g\_{c}}{2}(α-0,21)L\_{0}$$

$$М\_{2}=\frac{0,86}{12}+\frac{0,13}{2}+\left(1,80-0,21\right)0,495=0,923$$

 Теоретический эффект молекулярного изменения

µ=1+$\frac{µ\_{0}-1}{1+ γ\_{r}}$;

 Величина µ для дизельных двигателей изменяется в пределах µ=1,01…1,106.

Низшую температуру сгорания дизельных топлив принимаем:

Hu=42500кДж/кг

Средняя мольная теплоёмкость свежего заряда определяется по формуле

m$c\_{vc}$=20,16+1,74\*$10^{-3}Т\_{с}$

 Средняя мольная теплоёмкость продуктов сгорания для дизельных двигателей определяется по формуле:

m$c\_{vc}$=(20,10+0,92/α)+(1,55+1,38/α)∙$Т\_{Z}$∙$10^{-3}$

 Значение коэффициента использования теплоты для дизельных двигателей при работе на нормальном режиме ξ=0,65…0,85

 Максимальная температура сгорания подсчитывается по уравнению:

 $\frac{ζ∙Hu}{М\_{1}}+\left(mc\_{vc}+8,314∙λ\right)∙ Т\_{с}=µ∙(mc\_{vc}+8,314)∙Т\_{z}$

 Примем коэффициент использования тепла ξ=0,75.

 Величину степени повышения давления дл дизелей выбирают в следующих пределах: для вихрекамерных и предкамерных дизелей, а так же для дизелей с неразделёнными камерами сгорания и плёночным смесеобразованием λ=1,2…1,8. Принимаем λ=1,3

$$\left\{\begin{array}{c}mc\_{vc}=\left(20,10+\frac{0,92}{1,80}\right)+(1,55+\frac{1,38}{1,8})∙Т\_{z}∙10^{-3}\\\frac{0,75∙42500}{0,890}+\left(21,72+8,314∙1,3\right)∙899=1,036∙(mc\_{vc}+8,314)∙Т\_{z}\end{array}\right.$$

$$ \left\{\begin{array}{c}mc\_{vc}=20,61+0,00232Т\_{z}\\63812,95=1,036(mc\_{vc}+8,314)Т\_{z}\end{array}\right.$$

 Подставим в уравнение сгорания значение $mc\_{vc}$

63812,95=1,036(20,61+0,00232$Т\_{z}$+8,314)$ Т\_{z}$

0,0024$Т\_{z}^{2}$+29,96$Т\_{z}$-63812,95=0

$Т\_{z}=\frac{-B+\sqrt{B^{2}+4AC}}{2A}=\frac{-29,96+\sqrt{29,96^{2}+4∙0,0024∙63812,95}}{3∙0,0024}$=1854 К

В=29,96 А=0,0024 С=-63812,95

$$Т\_{z}=1854 К$$

$mc\_{vc}=(20,10+$0,92/1,80)+(1,55 +1,38/1,80)∙1854∙$10^{-3}$=24,91 кДж/кмоль∙К

 Величина теоретического максимального давления цикла:

$Р\_{ZT}$=$p\_{c}$∙λ

$Р\_{ZT}$=5,54∙1,30=7,20 МПа

Действительное давление цикла

$Р\_{Zd}$=$Р\_{ZT}$=7,20 МПа

Таблица 2

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Тип двигателя | $Т\_{z}$,К | $Р\_{ZT}$, МПа | $Р\_{Zd}$,МПа |
| Дизель с надувом | 1800…2300 | 5,0…10,0 | 5,0…10,0 |

**2.4 Процесс расширения.**

 Степень предварительного расширения для дизельных двигателей

ρ=$\frac{µ∙Т\_{z}}{k∙T\_{c}}=\frac{1,036∙1854}{1,3∙899}$=1,50

Степень получения расширения:

δ=$\frac{ε}{ρ}$;

δ=$\frac{16,00}{1,5}$=10,67

 Величина среднего показателя политропы расширения для дизельных двигателей $n\_{2}$=1,15…1,28. Выбираем $n\_{2}$=1,23

 Температура в конце расширения:

$Т\_{b}=\frac{Т\_{z}}{δ^{n\_{2}-1}}$;

$Т\_{В}=\frac{1854}{10,67^{1,23-1}}$=1076 К

 Давление в конце расширения:

$p\_{b}$=$\frac{Р\_{ZT}}{δ^{n\_{2}}}$;

$$p\_{в}=\frac{7,20}{10,67^{1,23-1}}=0,39 МПа$$

 Примерные данные $p\_{в}$ и $Т\_{В}$ для атотракторных двигателей следующее:

Таблица 3

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Тип двигателя | $p\_{в}$,МПа | $$Т\_{В}$$ |
| дизель с наддувом | 0,2…0,4 | 1000…1200 |

**2.5 Процесс выпуска.**

 Параметрами процесса выпуска (Pr и Tr) задаются в начале расчёта процесса впуска. Правильность предварительного выбора величин Pr и Tr проверяется по формуле поф. Е.К. Мазгина:

Tr=$\frac{T\_{B}}{\sqrt[3]{\frac{P\_{B}}{P\_{r}}}}$;

Tr=1076/$\sqrt[3]{\left(\frac{0,39}{0,17}\right)}=818 К$

 Погрешность вычислений составляет:

$$\frac{818-800}{800}∙100\%=2,3\%<10\%$$

 Т.к. погрешность вычислений не превышает 10%, то величина Tr выбрана правильно.

**2.6 Индикаторные показатели.**

 Среднее индикаторное давление теоретического цикла для дизельных двигателей подсчитывается по формуле:

$P\_{i}^{'}=\frac{P\_{c}}{ε-1}$[$\frac{λ∙ρ}{n\_{2}-1}\left(1-\frac{1}{ε^{n\_{2}-1}}\right)-\frac{1}{n\_{1}-1}(1-\frac{1}{ε^{n\_{1}-1}})∙λ(ρ-1)]$

$$P\_{i}^{'}=\frac{5,54}{16,00-1}\left[\frac{1,3∙1,5}{1,23-1}\left(1-\frac{1}{16,00^{1,23-1}}\right)-\frac{1}{1,34-1}\left(1-\frac{1}{16,00^{1,34-1}}\right)∙1,3\left(1,5-1\right)\right]=1,05 МПа$$

 Среднее индикаторное давление действительного цикла

$Р\_{i}=φ\_{n}∙p'\_{i}$;

 где $φ\_{n}$- коэффициент полноты диаграммы, который принимается для дизельных двигателей $φ\_{n}$=0,92…0,95. Принимаем $φ\_{n}$=0,95

 $р\_{i}$=0,95∙1,05=0,993 МПа

 Величина $р\_{i}$ для дизельных двигателей с наддувом изменяется в следующих пределах $р\_{i}$= до 2,2 МПа …

 Индикаторный КПД для дизельных двигателей подсчитывается по формуле

$η\_{i}=8,314\frac{M\_{i}P\_{i}T\_{0}}{H\_{u}η\_{v}P\_{0}}$;

$$ η\_{i}=8,314\frac{0,890∙0,993∙329}{42500∙0,870∙0,15}=0,44$$

 Удельный индикаторный расход топлива определяется по уравнению

$g\_{i}=\frac{3600}{H\_{u}∙η\_{i}}∙10^{3}$;

 $g\_{i}=\frac{3600∙10^{3}}{42500∙0,44}=194,29 г/кВт∙ч$

 Величина индикаторного КПД для автотракторных дизельных двигателей $ η\_{i}=0,40…0,53$

**2.8 Эффективные показатели.**

 Механический КПД дизельных двигателей $η\_{m}$=0,70…0,80. Принимаем $η\_{m}$=0,75. Тогда среднее давление:

$p\_{e}$= $р\_{i}$∙$η\_{m}$;

$ p\_{e}$=0,993∙0,75=0,74 МПа

а эффективный КПД

$η\_{e}$=$η\_{i}$∙$η\_{m}$;

$ η\_{e}$=0,75∙0,44=0,33

 Удельный расход топлива

$g\_{e}=\frac{3600}{H\_{u}∙η\_{i}}∙10^{3}$;

 $g\_{e}=\frac{3600∙10^{3}}{42500∙0,33}=259$ г/кВт∙ч

 Для действующих дизельных двигателей эффективные показатели могут иметь следующие величины (табл.4);

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| $$ η\_{e}$$ | $p\_{e}$,МПа | $g\_{e}$ ,г/кВт∙ч |
| 0,30…0,42 | 0,45…0,85 | 210…280 |

**2.8 Основные показатели и размеры цилиндра двигателя.**

 По эффективной мощности, частоте вращения коленчатого вала и среднему эффективному давлению определяем литраж двигателя

$$V\_{л}=30∙τ∙\frac{N\_{e}}{p\_{e}∙n}$$

где,$ N\_{e}$=125 кВт;

 $p\_{e}$=0,74 МПа;

 $n$=2200 1/мин;

 $τ$=4 для четырёхтактных двигателей

 $V\_{л}=\frac{30∙4∙125}{0,74∙2200}=9,15 л$

 Рабочий объём одного цилиндра:

$V\_{h}=\frac{V\_{л}}{i}$;

где i- число цилиндров двигателя.

$V\_{h}=\frac{9,15}{6}1,53 л$

 Диаметр цилиндра:

D=0,159$\sqrt[3]{\frac{V\_{h}}{π∙(^{S}/\_{D})}}$

 D=0,159($\frac{1,53}{π∙1,10})^{^{1}/\_{3}}$=0,121 м

Ход поршня:

S=D∙(S/D);

S=0,121∙1,10=0,133 м

 Полученные практические значения D и S исходя из практических соображений приближаем к политропу. По окончательно принятым значениям D=0,12 м и S=0,13 м определяем основные показатели и литраж двигателя:

 Литраж двигателя:

$V\_{л}^{'}=\frac{π∙D^{2}∙S∙i}{4}∙10^{3}$;

$$V\_{л}^{'}=\frac{π∙0,12^{2}∙0,13∙6}{4}∙10^{3}=8,82 л$$

эффективную мощность:

$N\_{e}^{'}=\frac{P\_{e}V\_{л}^{'}n}{30τ}$;

$$N\_{e}^{'}=\frac{0,74∙2200∙8,22}{30∙4}=120,46 л$$

эффективный крутящий момент:

$M\_{e}=\frac{3∙10^{4}}{π}∙\frac{N\_{e}^{'}}{n}$;

$$M\_{e}=\frac{3∙10^{4}∙120,46}{π∙2200}=522,87 КН∙м$$

среднюю скорость поршня: часовой расход топлива:

$$C\_{m}=\frac{S∙n}{30}$$

$$C\_{m}=\frac{0,13∙2200}{30}=9,53 м/с$$

Часовой расход жидкого топлива:

$$G\_{T}=N\_{e}^{'}∙q\_{e}∙10^{-3}$$

$$G\_{T}=120,46∙259∙10^{-3}=31,20 кг/ч$$

Определим погрешность вычислений $N\_{e}$:

$$\frac{120,46-125}{120,46}∙100\%=3,77\%<10\%$$

Литровая мощность определяется по формуле:

$N\_{л}=\frac{p\_{e}∙n}{30∙τ}$;

$$N\_{л}=\frac{0,74∙2200}{30∙4}=13,66 КВт/л$$

**2.9 Анализ полученных результатов**

 Проведя тепловой расчёт, определив параметры рабочего тела в цилиндре двигателя, давления в камере сгорания и температуру рабочего тела, а также произвели оценочные показатели процесса, позволяющие определить размеры двигателя и оценить его мощностные и экономические показатели.

 Так как данные расчёта не вышли за пределы средней расчётной величины для каждого сгорания, то тепловой расчёт выполнен верно и погрешность расчётов является минимальной величиной.

 Погрешность вычислений $N\_{e}$ составила 3,77% , а погрешность выбора температуры Tr составила 2,30%<10%.