МИНИСТЕРСТВО ПУТЕЙ СООБЩЕНИЯ РОССИЙСКОЙ

ФЕДЕРАЦИИ

МОСКОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ ПУТЕЙ СООБЩЕНИЯ (МИИТ)

# Кафедра "Локомотивы и локомотивное хозяйство"

**РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА И ВЫБОР ЭЛЕМЕНТОВ КОНСТРУКЦИИ ТЕПЛОВОЗНОГО ДИЗЕЛЯ**

Выполнил: студент гр.ТЛТ-451 Меркулов П.М.

Принял: профессор Васильев В.Н.

Москва - 2008 г.

**СОДЕРЖАНИЕ**

ЗАДАНИЕ НА ПРОЕКТИРОВАНИЕ

1. ВЫБОР ТИПА И РАСЧЕТ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ДИЗЕЛЯ

Длина дизеля

Ширина двигателя

Высота двигателя.

2. РАСЧЕТ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ДИЗЕЛЯ И ЕГО ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ

2.1. Расчет количества воздуха, необходимого для реализации заданной мощности, выбор схемы наддува и определение мощности компрессора

2.1.1. Расчет количества воздуха и давления наддува.

2.1.3. Расчет параметров рабочего тела на входе в цилиндры

2.2. Процессы наполнения и сжатия

2.3. Процесс сгорания

2.4. Процесс расширения.

2.5. Определение температуры газов, на входе в турбину и баланса мощностей компрессора и турбины

2.6. Технико-экономические показатели проектируемого дизеля

4. РАСЧЕТ СИЛ, ДЕЙСТВУЮЩИХ В КРИВОШИПНО-ШАТУННОМ МЕХАНИЗМЕ ДИЗЕЛЯ

5. ПРИБЛИЖЕННЫЙ РАСЧЕТ ОСНОВНЫХ ДЕТАЛЕЙ КШМ ДИЗЕЛЯ

5.1. Коленчатый вал

5.2. Поршни.

5.3. Шатун

6. РАСЧЕТ И ПОСТРОЕНИЕ ВЕКТОРНОЙ ДИАГРАММЫ СИЛ, ДЕЙСТВУЮЩИХ НА ШАТУННУЮ ШЕЙКУ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА ДИЗЕЛЯ.

7. Индивидуальное задание: Масляные фильтры тонкой очистки масла

БИБЛИОГРАФИЯ.

**1. ВЫБОР ТИПА И РАСЧЕТ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ДИЗЕЛЯ**

**1.1.** Мощность **Nе**,угловая скорость вращения коленчатого вала **ω**, тактность **τ** и, условия работы дизеля задаются консультантом проекта. В процессе проектирования, по согласованию с консультантом при наличии соответствующих обоснований заданные величины могут быть откорректированы.

Эффективная мощность дизеля кроме угловой скорости и тактности зависит от величин среднего эффективного давления **Ра**, реализуемого при рассматриваемом режиме работы, рабочего объема цилиндра **Vh** и числа цилиндров **Z**. При проектировании дизелей величины, определяющие их эффективную мощность, выбираются с учетом опыта эксплуатации ухе построенных двигателей, а также весовых и габаритных ограничений, выдвигаемых специфическими условиями работы проектируемого двигателя.

Мощность двигателя определяется соотношением:

, кВт



где Ре - среднее эффективное давление, Па;

ω - угловая скорость вращения коленчатого вала, рад/с;

Z - число цилиндров;

Vh - рабочий объем цилиндров, м3;

τ - коэффициент тактности.

Pe=0,7-1,2мПа=0,7мПа.

Угловая скорость равна ω=π\*ng/30=115,13 рад/с.

Рабочий объем цилиндра определяется из соотношения:

, м3



Vh=3,14\*0,2562\*0,256/4=0,20096 (м3)

где D – диаметр поршня, м;

S – ход поршня, м.

Тогда:

, кВт. (1)



Коэффициент тактности принимается равным двум для 2-х тактных и четырем – для 4-х тактных двигателей.

Среднее эффективное давление и средняя скорость поршня выбираются на основании опыта конструирования, доводки и эксплуатации существующих двигателей.

В зависимости от заданной мощности предварительно выбирается величина среднего эффективного давления по рис.1.

Средняя скорость поршня **Cm** является параметром, определяющим степень быстроходности и долговечности дизеля. Для выполненных тепловозных двигателей средние скорости поршня имеют значения:

* для 4-х тактных дизелей Cm=7,4 - 10,5 м/с;

Двигатели с высокими значениями **Cm** характеризуются меньшими габаритами и массой. Для их изготовления применяются материалы повышенного качества и износостойкости, повышается класс точности изготовления дизелей, в процессе эксплуатации для смазки используются высококачественные сорта масел с присадками с тем, чтобы сохранить моторесурс на требуемом уровне. Поэтому по возможности выбирают меньшую скорость поршня.

Скорость поршня определяется из соотношения:

, м/с (2)



С учетом (2) эффективная мощность определяется:

, кВт (3)



Число цилиндров в тепловозных дизелях в зависимости от общей мощности, размеров цилиндра и тактности колеблется от 6 до 24 для 4-х тактных и 10 -16 для 2-х тактных.

У 4-х тактных двигателей, исходя из условий уравновешивания и необходимой равномерности крутящего момента, применяют четное число цилиндров (6, 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20 и 24). При числе цилиндров от 6 до 8 обычно применяет рядное расположение. При числе цилиндров больше 8 переходят к V - образному их расположению.

Диаметры цилиндров построенных тепловозных дизелей изменяются в пределах:

- D = 0,170 - 0,300 м для 4-х тактных дизелей с нераздельной камерой сгорания;

При больших диаметрах цилиндров имеют место высокая теп-лонапряженность, значительная масса деталей кривошипно-шатунного механизма и поршня вследствие высоких нагрузок.

Диаметр цилиндра выбирается приближенно в соответствии с рис. 2 и должен соответствовать нормальному ряду диаметров:

**0,130; 0,140, 0,150; 0,160; 0,170; 0,180; 0,190; 0,210; 0,230, 0,240; 0,250; 0,260; 0,280; 0,300, 0,320; 0,340 м.**

Отношение хода поршня **S** к диаметру **D** цилиндра для тепловозных дизелей находится в пределах:

* S/D = 1,0 - 1,3 для 4-х тактных дизелей; S/D =1,0

В двигателях средней быстроходности рекомендуется увеличенные отношения S/D, так как при прочих равных условиях с увеличением S/D уменьшается диаметр цилиндра, нагрузка на детали кривошипно-шатунного механизма, увеличивается высота камеры сгорания, что ведет к улучшению процесса сгорания, но при этом увеличивается высота двигателя.

Для быстроходных дизелей целесообразно снижать величину S/D для уменьшения средней скорости поршня и высоты двигателя. Однако с понижением S/D ухудшаются условия протекания процессов смесеобразования.

**1.2.** Определение основных размеров цилиндра двигателя и числа цилиндров рекомендуется производить в следующем порядке:

В соответствии с рекомендациями изложенными в п.1.1, выбирают ориентировочную величину среднего эффективного давления **Ре**.

Задаются тремя-четырьмя значениями средней скорости поршня **Cmi** в диапазоне значений, рекомендованных в п. 1.1, с интервалом 0,5 м/с.

Для нескольких значений отношения (S/D)j определяют диаметры цилиндров, соответствующие выбранным значениям средней скорости поршня и заданной угловой скорости коленчатого вала:

, м (4)



Для каждого вычисленного значения диаметра цилиндра по формуле (3) определяют число цилиндров проектируемого двигателя. Полученные значения диаметров и чисел цилиндров сводят в табл. 1.

По табл.1 выбирают число цилиндров, соответствующее рекомендациям п.1.1. Диаметр цилиндра, соответствующий выбранному числу цилиндров, округляют до ближайшего значения из ряда нормальных диаметров и уточняют среднюю скорость поршня по соотношению (2).

Отношение S/D не должно выходить за рекомендуемые пределы.

**1.3.** По полученным геометрическим параметрам проектируемого дизеля **D**, **S**, **Z** определяют его основные габаритные размеры.

### Длина дизеля

, м (5)



где D - диаметр цилиндра, м;

К = Z - для рядных двигателей;

K = 0,5Z - для V -образных двигателей;

C = 1,5 м **-** линейный размер, зависящий от компоновки вспомогательного оборудования и агрегатов наддува двигателя.

L=1,16\*0,256\*4+1,5=2,69 (м)

Таблица 1

Диаметры и числа цилиндров проектируемого двигателя.

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| **Значения (Сmi)** | **Значения (S/D)j** | | | | |
|  | 1 | | 1,1 | 1,2 | 1,3 |
| 8 | D=0,218 | | D=0,196 | D=0,172 | D=0,151 |
|  | Z=12 | | Z=15 | Z=20 | Z=26 |
| 8,5 | D=0,229 | | D=0,206 | D=0,183 | D=0,160 |
|  | Z=10 | | Z=12 | Z=16 | Z=22 |
| 9 | D=0,243 | | D=0,2187 | D=0,194 | D=0,170 |
|  | Z=9 | | Z=11 | Z=14 | Z=18 |
| 9,5 | | D=0,256 | D=0,23 | D=0,205 | D=0,175 |
| Z=8 | Z=9 | Z=12 | Z=16 |

### Ширина двигателя

, м (6)



### B=7\*0,256=1,79(м)

### Высота двигателя

, м (7)



H=6\*0,256=1,53(м)

где а = 6,0 - 8,0 - для рядных двигателей;

5,0  7,0 - для V - образных двигателей;

10 13,0 - для 2-х тактных двигателей с противоположно-движущимися поршнями.

После определения габаритных размеров дизеля производят проверку его размещения в кузове тепловоза.

Проверяют наличие необходимой ширины проходов по обе стороны от дизеля. От внешнего контура дизеля до боковых стенок кузова тепловоза должно быть 0,7 м на высоте груди человека (на расстоянии от настила 1,5 м), что обеспечивает нормальное и безопасное обслуживание дизеля.

В отдельных исключительных случаях допускается местное сужение прохода до 0,5 м.

Эскиз установки дизеля на тепловозе выполняется в масштабе 1:20 и прилагается к записке.

**2. РАСЧЕТ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ДИЗЕЛЯ И ЕГО ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ**

Целью расчета рабочего процесса дизеля является определение параметров, необходимых для реализации заданной мощности при заданной угловой скорости коленчатого вала и выбранных геометрических размерах цилиндра.

**2.1. Расчет количества воздуха, необходимого для реализации заданной мощности, выбор схемы наддува и определение мощности компрессора**

**2.1.1.** Расчет количества воздуха и давления наддува.

Количество воздуха, необходимого для работы, зависит от мощности, выбранных ранее (см. п.1) геометрических размеров цилиндров, качества газообмена и других, факторов.

Расход воздуха через двигатель определяется из соотношения:

, кг/с (8)



гдевт **-** расход топлива двигателем, кг/с;

Σ- суммарный коэффициент избытка воздуха;

L0` - соотношение между количеством воздуха и топлива при полном сгорании топлива (= 1).

Расход топлива **Вт** зависит от мощности, КПД двигателя и качества топлива:

, кг/с (9)



гдеNе - эффективная мощность дизеля, кВт;

Ни - теплотворная способность топлива, кДж/кг;

ηе - эффективный КПД двигателя.

Bт =650/42500\*0,40=0,038 кг/с.

С учетом (9) получим:

(10)



Величины **Σ** и **ηе**предварительно выбираются по справочным данным. Обычно для 4-х тактных тепловозных дизелей характерно Σ2,1 - 2,6 ηе=0,40-0,43, а для 2-х тактных соответственно – Σ2,5 -2,9 и ηе=0,34 - 0,38

Величины **L0`** и **Ни** принимаются равными 14,35 и 42500 кДж/кг.

**GΣ = (2, 5\*14, 35\*650)/17000=1,371 кг/с**

Во время продувки часть воздуха теряется, поэтому в процессе сгорания будет участвовать меньшее количество воздуха:

, кг/с. (11)



где ϕк - коэффициент избытка продувочного воздуха.

Для 4-х тактных двигателей принимают ϕк = 1,05 - 1,15;

для 2-х тактных при прямоточно-щелевой продувке - ϕк = 1,4 - 1,5, при прямоточно-клапанной - ϕк = 1,4 - 1,7 и при контурной продувке - ϕк = 2,1.

G=1,371\*1,1-1=1,246 кг/с.

Количество воздуха в цилиндрах **G** и давление наддува **РS** связаны соотношением:

, МПа (12)



гдеηv- коэффициент наполнения, выбирается для 4-х тактных ДВС в пределах 0,96, а для 2-х тактных – 0,85 - 0,95;

ТS - температура наддувочного воздуха, К.

Если считать, что в условиях тепловоза не удается охлаждать наддувочный воздух ниже 340 - 350 К, то можно принять, что температура заряда в цилиндрах находится в пределах ТS = 370 - 400 К.

RВ - газовая постоянная воздуха, RВ= 287 Дж/кг.К.

Ps=(400\*287\*4\*1,246\*4)/(0,256\*0,065536\*8\*115,13\*0,96)\*10-6=0,154 (МПа)

**2.1.2.** Выбор схемы наддува.

По найденной величине давления наддува следует выбрать и обосновать схему воздухоснабжения дизеля.

Для четырехтактных тепловозных дизелей, как правило, применяют одну ступень сжатия воздуха в центробежном компрессоре, приводимом в работу от газовой турбины. Мощность, потребляемая компрессором, определяется по формуле:

, Вт (13)



где Т1 - температура воздуха на входе в компрессор, К;

- степень повышения давления в компрессоре (для компрессора низкого давления 1,9, среднего давления – 1,9 - 2,5 и высокого давления – 2,5 - 4,0);



πк=0,154/0,103=1,495

Р0 - давление воздуха на входе в компрессор ,



ξ0 - потери в воздухозаборных устройствам и фильтрах ξ0 = 6,95 - 0,97;

ηК - коэффициент полезного действия компрессора (принимается равным 0,75 - 0.81);

к - показатель адиабаты сжатия (к = 1,4).Расчитаем мощность компрессора.Возьмём T1=293 K.

Nкнд=1,371\*287\*(1,4/1,4-1)\*293\*1,272\*1,28=656979 (Вт)

**2.1.3.** Расчет параметров рабочего тела на входе в цилиндры

Температура воздуха на выходе из компрессора:

, К (14)



T2=293\*((1+(1,11-1/0,78-1))=334,02 K.

Если в выбранной схеме предусмотрен охладитель, то температура после охладителя на входе в дизель определяется соотношением:

, К (15)



Ts=334-0,4(334-293)=317,6 K.

гдеη**х** - коэффициент эффективности охладителя;

ТW - температура теплоносителя, охлаждающего наддувочный воздух.

Для водовоздушных охладителей ηх находится в пределах 0,75 - 0,7, для воздуховоздушных охладителей величина может быть принята в пределах ηх = 0,35 **-** 0,5.

Температура воды, охлаждающей на тепловозе наддувочный воздух, может приниматься равной 330К при нормальных наружных условиях (нормальные атмосферные условия: р0=0,103 МПа, Т0=293К).

В случае применения воздуховоздушного охладителя температура ТW принимается равной Т0=293 К.

Потери давления воздуха по тракту и в воздухоохладителе оцениваются приближенно:

, (16)



где ξS - коэффициент потерь; выбирается в пределах 0,92 - 0,95.

Ps1=0,95\*0,154=0,1463 Мпа.

**2.2. Процессы наполнения и сжатия**

Давление свежего заряда в конце наполнения определяется по формулам:

* для 4-х тактных двигателей с наддувом:

Ра = (0,90  0,96).РS , (21)

Pa=0,96\*0,154=0,147 Мпа.

Температура воздуха в конце наполнения:

, К (23)



где ТS - температура воздуха на входе в двигатель;

ΔТ - приращение температуры воздуха в цилиндре;

Тr - температура остаточных газов в цилиндре двигателя;

γr - коэффициент остаточных газов.

Ta=370+15+0,02\*650/(1+0,02)=390 K.

Величина:

, К (24)



где ΔТкин - повышение температуры свежего заряда за счет преобразования кинетической энергии в тепловую (ΔТкин = 7 К);

ΔТm - повышение температуры воздушного заряда за счет подогрева от стенок цилиндра (ΔТm = 8 К).

Величины коэффициента остаточных газов и **Тr** принимаются в пределах:

* 4-х тактные дизели c наддувом γr = 0,02, Тr = 650 К;∆T=15 K.

Коэффициент наполнения ηV определяется по формуле:

, (25)



где ε - степень сжатия;

Gд1 – коэффициент, учитывающий до зарядку цилиндров двигателя Gд1=1,02  1,07.

Перед определением **ηV** необходимо выбрать величину степени сжатия **ε**.

При выборе **ε** учитывают максимально-допустимое давление сгорания в двигателе [РZ]maх. Выбранная величина степени сжатия не должна превышать значения:

, (26)



где  - степень повышения давления при сгорании;

n1 - среднее значение показателя политропы сжатия.

Допустимое давление сгорания [РZ]maх в современных дизелях находится в пределах 12 - 14 МПа и зависит от выбранной конструкции двигателя.

Степень повышения давления **** и степень сжатия **ε** выбираются так, чтобы величина **** находилась в пределах 1,3 - 1,8, а величина **ε** в пределах, указанных на рис. 2.

Показатель политропы сжатия **n1** в современных двигателях зависит от конструкции системы охлаждения и потерь тепла в цилиндре при сжатии. Величина **n1** выбирается в пределах 1,34  1,36.Примем **n1** =1,34.

ε=(14 / 1,3\*0,147)1/1,34=24,6

ηv=24,6\*1,02\*0,147\*317,6\*1/(24,6-1)(1+0,02)\*0,154\*390,19=0,809

Определяем действительный рабочий объем цилиндра **Vh`** в момент закрытия впускного органа газораспределения (фаза ϕа):

, м3



где R – радиус кривошипа равен значению S/2, 0,128 м.

 - отношение радиуса кривошипа к длине шатуна принимается 0,3-Д 49.



ϕа - фаза запаздывания закрытия впускного органа определяется исходя из типа рассчитываемого двигателя и может соответствовать фазе ϕа уже существующих тепловозных двигателей (см. табл.2.).

Таблица 2.

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| **Дизель** | **ПД1М** | **K6S310DR** | **У1Д6** | **1Д12-400** | **1Д12Н-500** | **М756** | **Д70** | **Д49** |
| Фаза ϕа,0пкв | 35 | 35 | 48 | 48 | 50 | 56 | 46 | 28 |

фаза ϕа=28˚ Fп=3,14\*0,2562/4=0,052

V’h=0,128((1-0,4716)+1,3/4\*(1+0,0927))\*0,052=0,0057 (м2)

Определяем объем сжатия:

, м3



Vc=0, 0057/ (24,6-1)=0,00024 м3

Количество свежего заряда в цилиндре в конце наполнения:

, кг (27)



где РS` - давление наддувочного воздуха в МПа.

M1ц=(0,1463\*0,0057\*0,809\*106)/(287\*370)=0,0063 (кг)

Масса рабочего тела в цилиндре в конце наполнения:

, кг



Мац=((0,0057+0,00024)\*0,147/(0,128\*390))\*106=17,5 кг.

Давление воздуха в конце сжатия:

, МПа (28)



Pc=0,147\*24,61,34=10,74 Мпа.

Температура воздуха в конце сжатия:

, К (29)



Tс=390\*24,60,34=1159 K.

По условию возможности надежного самовоспламенения топлива значение температуры **ТС** должно быть не менее 750 К.Условие самовоспламенения выполняется.

**2.3. Процесс сгорания**

Целью расчета процесса сгорания является определение температуры **ТZ** и давления **РZ** рабочего тела в точке расчетной индикаторной диаграммы и степени предварительного расширения ****.

При расчетах рабочего цикла весовой состав дизельного топлива по химическим элементам принимается:

углерода С = 0,86, водорода Н = 0,13 и кислорода О = 0,1.

Коэффициент избытка воздуха **** оказывает непосредственное влияние на качество процесса сгорания топлива, а, следовательно, и на величину индикаторного КПД двигателя. Для дизелей с наддувом при определенных значениях коэффициента избытка воздуха удельный расход топлива достигает минимального значения.

Ориентировочно можно принимать, что расчетная величина коэффициента избытка воздуха находится в пределах для комбинированных двигателей

 =2,2,

Определяем цикловую подачу топлива:

, кг/цикл (30)



ġц=0,0063/2,2\*14,35=0,0001 кг/цикл

Цикловая подача современных тепловозных двигателей находится в пределах 0,305 - 1,46 г/цикл. Для определения температуры газов в конце "видимого" сгорания топлива точка **“z”** расчетной индикаторной диаграммы используют уравнение сгорания:

, (31)



где ξZ - коэффициент использования теплоты в точке **“z”**;

mCV’ - средняя молярная теплоемкость свежего заряда при постоянном объеме, кДж/моль.К;

mCР’ - средняя молярная теплоемкость продуктов сгорания при постоянном давлении в точке **“z”**, кДж/моль.К;

Z - расчетный коэффициент молекулярного изменения в точке **“z”**;

ТZ - температура рабочего тела в точке **“z”**, К;

L0 **-** количество киломолей воздуха, необходимое для сгорания I кг топлива при к = 1 (L0 = 0,486).

Так как величины теплоемкостей приближенно являются линейными функциями температуры, то уравнение (31) является квадратным относительно **ТZ**.

Рекомендуется следующий порядок определения величин, входящих в уравнение (31).

**2.3.1.** Определяют коэффициент молекулярного изменения при полном сгорании:

, (32)



β=1+((8\*0,13+0,1)/32\*2,2\*0,468)\*0,980392156=1,054

**2.3.2.** Выбирают значение коэффициента использования теплоты в пределах:

* для дизелей средней быстроходности ξ = 0,75 - 0,85;
* для быстроходных дизелей ξ = 0,8  0,9.

**2.3.3.** Выбирают коэффициент выделения теплоты **ХZ** в конце "видимого" сгорания. Для двигателей средней быстроходности можно принять **ХZ** = 0,65 - 0,9; для быстроходных дизелей **ХZ** = 0,75 - 0,85.

**2.3.4.** Подсчитывают коэффициент использования теплоты в точке **Z**:

, (33)



ξz=0,8\*0,9=0,72

**2.3.5.** Коэффициент молекулярного изменения в точке **Z**:

, (34)



βz=(((1,054-1)\*0,9)/(1+0,02))+1=1,04764

**2.3.6.** Выбирают значение степени повышения давления при сгорании ****, от которой зависят экономичность дизеля, его динамические характеристики и весовые показатели. В существующих конструкциях дизелей **** колеблется в пределах 1,2 - 2,2. Для дизелей с наддувом с целью обеспечения минимальных удельных эффективных расходов топлива целесообразно на расчетном режиме вести рабочий процесс при  =1,3 - 1,8. Необходимо учитывать, что получившаяся максимальная величина давления сгорания **РZ** не должна превосходить РZ = 12 - 14 МПа, так как при более высоких значениях РZ возрастает вес дизеля и деталей кривошипно-шатунного механизма.

**2.3.7.** Для определения значений средних молярных теплоемкостей свежего заряда воздуха **mCV’** может быть использовано приближенное соотношение:

, (35)



mC’v=18,576+0,0025\*1159=21,473

**2.3.8.** Определение значений средней мольной теплоемкости продуктов сгорания производится с учетом теплоемкостей смеси чистого воздуха и чистых продуктов сгорания (чпс):

, (35)



mC’’v=(21,473(2,2-0,9)+25,966\*0,9)/2,2=23,311

где mCVчпс - мольная теплоемкость чистых продуктов сгорания;

(-х) - доля чистого воздуха в продуктах сгорания;

х - доля чистых продуктов сгорания, численно равная коэффициенту выделения тепла:

, (37)



mCчпсv=19,487+0,0036\*1800=25,966

**2.3.9.** Учитывая, что:

mC’’p=8,312+23,311=31,623



из выражения (36) в точке **“z”** получим значение **mC’’РZ**:

, (38)



mC’’pz**=8,312+(19,487\*0,9)/2,2+(18,576(2,2-0,9))/2,2+[0,0036\*0,9+0,0025(2,2-0,9)]\*1800/2,2=32,571**

Задаваясь в первом приближении температурой в точке **Z** равной 1800 К, определяют теплоемкость **mC’’РZ** и температуру **ТZ** по уравнению (31). При отклонении **ТZ** от 1800 К более, чем на 50 К, расчет повторяют.

Tz=59922/(1,04764\*326654)=59,922/34,22157966=1751 K.

Температура **ТZ** находится в пределах 1750  1950 К.

Более высокие значения **ТZ** нежелательны во избежание существенных потерь теплоты от значительной диссоциации молекул газов.

Максимальное давление сгорания **РZ** и степень предварительного расширения **** определяют из соотношений:

, (39)



Pz=1,3\*10,74=13,962 Мпа.

, (40)



ρ=(1,04764/1,3)\*(1751/1159)=1,217

**2.4. Процесс расширения**

По углу открытия выпускных органов газораспределения **ϕВ** определяютобъемрабочеготела **VВ** в точке **“в”**:

,



Vв=0,00024+0,052\*0,128((1-0,4361)+1,3/4(1+0,2581))=0,00671 (м3)

Таблица 3.

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| **Дизель** | **ПД1М** | **K6S310DR** | **У1Д6** | **1Д12-400** | **1Д12Н-500** | **М756** | **Д70** | **Д49** |
| Фаза ϕв,0пкв | 70 | 45 | 48 | 48 | 60 | 56 | 49 | 59,5 |

Степень последующего расширения определяют из соотношения

, (41)



σ=0,00671/(0,00024\*1,217)=22,9

Для определения температуры рабочего тела в конце расширения (точка “в” расчетной индикаторной диаграммы) используют уравнения:

, К, (42)



гдеn2 - среднее значение показателя политропы расширения, и уравнение теплового баланса процесса расширения с учетом тепловыделения от догорания топлива на линии расширения:

, (43)



где

,



A’=(8,312\*1,04764\*1751)/1,054=14466,48

B’=42500\*((0,8-0,72)/(2,2\*0,468\*

(1-0,02)\*1,054))+(1,04764\*23,311\*1751)/1,054=43768,26

Уравнения **(**42) и (43) решаются совместно одним из численных методов.

Обычно для тепловозных дизелей величины n2 = 1,21 -1,3, ТВ = 900 -1200 К.

n2=((14466,48-8,312\*1000)/(43768,26-23,311\*1000)+1=1,3

TB=(1751/22,90,3)\*(1,04764/1,054)=695 K.

Давление в конце расширения определяют по формуле:

, МПа (44)



РВ=13,962/22,91,3=0,238 Мпа.

Температура **ТВ** не должна превышать 1200 К во избежание значительного перегрева выпускных клапанов, головок поршней и пригорания поршневых колец.

**2.5. Определение температуры газов, на входе в турбину и баланса мощностей компрессора и турбины**

**2.5.1.** Схематически можно принять, что в процессе выпуска последовательно происходят изоэнтальпийное истечение газовизцилиндров в выпускной коллектор, их перемешивание с продувочным воздухом и перенос отработавших газов к турбине с некоторой потерей теплоты в стенки коллектора.

При перемешивании газов с наддувочным воздухом из уравнения баланса теплоты находится температура смеси.

Уравнение баланса теплоты может быть представлено в виде:

, (45)



гдеGΣ; G - суммарный и теоретический расход воздуха;

ТСМ, ТS; ТВ - температуры смеси, воздуха в ресивере и газов в точке **“в”**:

mCРСМ; mCРS и mCРВ - молярные теплоемкости смеси, воздуха в ресивере и газов в точке **“в”** (берутся из курса теплотехники).

Принимая mCРВ = mСРСМ , получим

, (46)



Tсм=((1,371-1,246)\*317\*1+1,246\*695))/1,371=660 K.

Температуру смеси рабочего тела перед турбиной определяют с учетом потерь теплоты на охлаждение:

, (47)



Tт=660-0,11(660-350)=626 K.

где ψr - коэффициент, учитывающий теплоотвод в выпускной системе;

Т’W - температура теплоносителя, охлаждающего коллектор.

В тепловозных дизелях величина **ψr** находится в пределах:

* для коллектора, охлаждаемого водой - 0,1 - 0,15;
* для неохлаждаемого коллектора - 0,01 - 0,03.

В случае охлаждения коллектора водой значение **Т’W** принимается в пределах 320 - 360 К. Для неохлаждаемого коллектора значение **Т’W** принимается равной температуре воздуха в кузове тепловоза.

**2.5.2.** Мощность турбины зависит от расхода смеси **GZ**, температуры смеси **ТСМ** на входе в турбину, перепада давлений в турбине **Т** и КПД **ηТ**. Для обеспечения продувки двигателя перепад давлений по двигателю для 4-тактных дизелей не должен быть ниже , а для 2-тактных дизелей (где РТ - давление газов перед турбиной).



Тогда:

, (48)



где ξr - коэффициент потерь давления в выпускной системе ξr = 0,92

πт=1,222\*0,92/1,05=1,070

Мощность турбины:

, (49)



Nт=(1,371\*1,33\*268\*626\*0,016)/0,33=1484 кВт

где КГ - показатель адиабаты выпускных газов КГ = 1,32  1,35;

Из баланса мощностей компрессора и турбины получим требуемый КПД турбины:

, (50)



ηт=1000/1484=0,67

где NК подсчитана по формуле (13).

Полученные величины требуемого КПД не должны быть выше значений, реально достигаемых в настоящее время ηТ 0,8  0,85.

**2.6. Технико-экономические показатели проектируемого дизеля**

Величина среднего индикаторного давления:

,Па (51)



Pi=0,96\*0,455(0,2821+3,162-1,943)=0,65 Па.

Для 4-х тактных дизелейψ **=** 0, и коэффициент полноты диаграммы принимают ϕП = 0,94 0,96. Принимая по опытным данным значение механического КПД **ηМ** в пределах:

* для 4-х тактных дизелей: без наддува≅0,75  0,80;

с наддувом ≅ 0,80  0,92;

определяют среднее эффективное давление:

, Па (52)



Pе=0,655\*0,92=0,602 Мпа.

Эффективная мощность дизеля определяется по формуле:

, кВт (53)



Ne=((0,602\*0,20096\*8\*115,13)/12,56))\*103=8871 кВт.

В случае, если полученная мощность окажется меньше заданной, следует изменить рабочий объем двигателя или давление наддува и произвести повторный расчет.

Индикаторный КПД определяетсяиз соотношения:

, (54)



ηi=(287\*2,2\*14,35\*0,65\*370)/(42500\*0,80\*0,154)=0,4161

где RВ = 0,287 кДж/кг.К;НИ = 42500 кДж/кг; L’0 = 14,35.

Эффективный КПД дизеля:

,



ηe=0,4161\*0,92=0,3828

Индикаторный КПД тепловозных дизелей изменяется в пределах ηi = 0,41 - 0,51, а эффективный - ηе = 0,38 -0,44.

Удельный индикаторный расход топлива:

, кг/кВт.ч (55)



ġi=3600/(42500\*0,4161)=0,203 кг/кВт.ч

Удельный эффективный расход топлива:

, кг/кВт.ч (56)



ġe=0,203/0,92=0,220 кг/кВт.ч

Достигнутые значения **gе** для тепловозных дизелей: 4-х тактные–0,2 - 0,225 кг/кВт.ч, Литровая мощность двигателя:

, кВт/л (57)



Nл=8871/(0,20096\*8\*1000)=5,5 кВт/л.

Для тепловозных дизелей соответственно: 4-х тактные NЛ15, После окончания расчета рабочего процесса и технико-экономических показателей все основные результаты следует свести в таблицу 4.

Таблица 4.

Результаты расчетов.

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| **№**  **№** | **Наименование показателя** | **Обозначение** | **Размерность** | **Значение** |
| 1. | Эффективная мощность. | **Nе** | кВт | 8871 |
| 2. | Угловая скорость коленчатого вала. | **ω** | рад/с | 115,13 |
| 3. | Размерность двигателя. | **S/D** | - | 1,0 |
| 4. | Суммарный коэффициент избытка воздуха. | **Σ** | - | 2,2 |
| 5. | Расход воздуха. | **GΣ** | кг/с | 1,371 |
| 6. | Давление наддува. | **РS** | МПа | 0,154 |
| 7. | Мощность, потребляемая компрессором. | **NК** | кВт | 1000 |
| 8. | Температура воздуха на выходе из компрессора. | **Т2** | К | 334 |
| 9. | То же, на входе в дизель. | **ТS** | К | 370 |
| 10. | Потери давления воздуха. | **Р’S** | МПа | 0,1463 |
| 11. | Давление воздуха в начале сжатия. | **Ра** | МПа | 0,147 |
| 12. | Температура воздуха в конце наполнения. | **Та** | К | 390 |
| 13. | Масса рабочего тела в конце наполнения. | **Мац** | кг | 17,5 |
| 14. | Коэффициент наполнения. | **ηV** | - | 0,809 |
| 15. | Степень сжатия. | **ε** | - | 24,6 |
| 16. | Показатель политропы сжатия. | **nc** | - | 1,34 |
| 17. | Давление воздуха в точке **“С”**. | **РС** | МПа | 10,74 |
| 18. | Температура воздуха в точке **“С”**. | **ТС** | К | 1159 |
| 19. | Давление газов в точке **“z”**. | **РZ** | МПа | 13,962 |
| 20. | Температура газов в точке **“z”**. | **ТZ** | К | 1751 |
| 21. | Давление газов в точке **(В)**. | **РВ** | МПа | 0,238 |
| 22. | Температура газов в точке **(В)**. | **ТВ** | К | 695 |
| 23. | Показатель политропы расширения. | **np** | - | 1,300 |
| 24. | Температура газов перед турбиной. | **Тт** | К | 626 |
| 25. | Мощность турбины. | **NТ** | кВт | 1484 |
| 26. | КПД турбины. | **ηТ** | - | 0,67 |
| 27. | Среднее индикаторное давление. | **Рi** | МПа | 0,65 |
| 28. | Среднее эффективное давление. | **Ре** | МПа | 0,602 |
| 29. | Индикаторный КПД. | **ηi** | - | 0,4161 |
| 30. | Эффективный КПД. | **ηе** | - | 0,3828 |
| 31. | Цикловая подача топлива. | **gц** | кг/цикл | 0,0005 |
| 32. | Удельный индикаторный расход топлива. | **gi** | кг/цикл | 0,203 |
| 33. | Эффективный расход топлива. | **gе** | кг/кВт.ч | 0,220 |
| 34. | Литровая мощность. | **Nл** | кВт/л | 5,5 |

Таблица 5.

Исходные данные для расчета индикаторной диаграммы.

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| **№№** | **Наименование** | **Размерность** | **Обозначение** | | Величина |
| **математическое** | **программное** |
| 1. | Газовая постоянная рабочего тела. | Дж/кг.К | RГ |  | 286,5 |
| 2. | Температура воздуха в конце наполнения. | К | **Та** |  | 390 |
| 3. | Масса рабочего тела в конце наполнения. | кг | **Ма** |  | 17,5 |
| 4. | Объем камеры сгорания. | м3 | **Vс** |  | 0,00024 |
| 5. | Степень повышения давления. | - | **** |  | 1,3 |
| 6. | Степень предварительного расширения. | - | **** |  | 1,217 |
| 7. | Фаза закрытия впускного клапана. | град. (рад.) | **ϕа=ϕ4** |  | 28˚ |
| 8. | Фаза открытия выпускного клапана. | град. (рад.) | **ϕв=ϕ1** |  | 59,5˚ |
| 9. | Отношение радиуса кривошипа к длине шатуна. | - | **** |  | 0,04 |
| 10. | Площадь днища поршня. | м2 | **Fп** |  | 0,052 |
| 11. | Радиус кривошипа. | м | **R** |  | 0,128 |
| 12. | Шаг интегрирования. | град. (рад.) | **Δϕ** |  | 10 |

**4. РАСЧЕТ СИЛ, ДЕЙСТВУЮЩИХ В КРИВОШИПНО-ШАТУННОМ МЕХАНИЗМЕ ДИЗЕЛЯ**

Определение сил и моментов, действующих в кривошипно-шатунном механизме (КШМ) двигателя, необходимо для расчета деталей на прочность, определения основных размеров подшипников, оценки уравновешенности, а также для сравнения его нагруженности с аналогичными серийно-вьшускаемыми двигателями.

Схема сил, действующих на детали КШМ двигателя приведена на рис.5. За время совершения полного рабочего цикла силы изменяются по величине и направлению в зависимости от угла поворота кривошипа коленчатого вала.

В данном проекте значения действующих сил определяются для ряда последовательных положений поршня в течение рабочего процесса при заданной угловой скорости коленчатого вала и номинальной мощности дизеля.

Расчет сил, действующих в кривошипно-шатунном механизме, ведется с использованием программы, разработанной студентом для построения индикаторной диаграммы. С этой целью в блок-схему программы (рис. 4.) вставляются дополнительные блоки с уравнениями сил, действующих в КШМ.

Рекомендуется следующий порядок расчета сил.

Задаются геометрическими размерами шатуна и радиуса кривошипно-шатунного механизма. Радиус кривошипа **(R)** коленчатого вала определяется по величине хода поршня **(S)**.

Длину шатуна **L** определяют, выбирая отношение в пределах 0,2  0,3. Меньшие значения относятся к двигателям средней быстроходности = 0,2 - 0,25, а большие значения= 0,25 - 0,3 - к быстроходным.



В двухтактных двигателях с противоположно-движущимися поршнями (ПДП) величина **** может быть уменьшена до 0,18.

Исходными данными и уравнениями при расчете сил являются силы воздействия избыточного давления газа на поршень:

, Н(58)



где FП - площадь поршня, м2;

Рц, Р0 - давление рабочего тела в цилиндре и барометрическое давление, Па.

Силы инерции поступательно-движущихся масс поршня и шатуна вдоль оси цилиндра определяются по формуле:

, Н (59)



где mпд - масса поступательно-движущихся частей, кг;

а - ускорение поршня, м/с2;

ω - угловая скорость вращения коленчатого вала, рад/с.

В соответствии с условиями работы и характеристикой дизеля студент выбирает материал поршня и по табл. 6 удельную величину массы поступательно-движущихся частей КШМ.

Таблица 6.

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Тип двигателя | **Поршень** | **mуд, кг/м2** |
|  | Из легких сплавов | 1000  1200 |
| Средней быстроходности | **Составной** | **1700** |
|  | Чугунный | 1600  2000 |
|  | Из легких сплавов | 700  900 |
| Быстроходный | Составной | 1000  1200 |
|  | Чугунный | 1300  1500 |

Соответственно масса поступательно-движущихся частей КШМ будет:

, кг



Суммарная сила, действующая на палец вдоль оси цилиндра, рассчитывается по формуле:

, Н (60)



Нормальная составляющая от разложения силы **РΣ** направлена перпендикулярно к оси цилиндра и определяется по формуле:

Н (61)

Аналогичным образом находятся силы:

, Н (62)



, Н (63)



и сила, действующая по кривошипу:

, Н (64)



Для расчета сил по формулам (58 - 64) угол **** определяется приблизительно:

, (65)



Уравнения (58 – 65) включаются в блоки 3, 8 и 13 программы расчета индикаторной диаграммы, приведенной в разделе 3.

В блоках 4, 9 и 14 величины сил выводятся на печать.

Результаты расчетов на ЭВМ включаются в пояснительную записку в качестве приложения. По результатам расчетов строятся диаграммы сил, действующих в КШМ (см. рис.6 и 7).

5. ПРИБЛИЖЕННЫЙ РАСЧЕТ ОСНОВНЫХ ДЕТАЛЕЙ КШМ ДИЗЕЛЯ

Приближенный расчет выполняется с целью определения геометрических размеров основных деталей КШМ: коленчатого вала, поршня, шатуна. Перед расчетом студентом выбирается и дается обоснование конструкции указанных узлов КШМ, применяемых материалов.

Основные размеры коленчатого вала, поршня и шатуна определяются по условиям достаточной прочности и долговечности.

**5.1. Коленчатый вал**

Коленчатые валы тепловозных дизелей выполняют стальными (коваными или штампованными) (см. рис.9) или чугунными (литыми) (см. рис.10). Отечественные тепловозные дизели выполняются главным образом с чугунными литыми (Д100, 11Д45, Д70) и коваными стальными (Д49, Д50, 1Д12) коленчатыми валами.

Надежность коленчатого вала во многом зависит от рационального выбора его размеров и конструктивных форм, от характера его напряженного состояния, от усталостной прочности и сохранения исходного запаса прочности в процессе эксплуатации. При проектировании коленчатого вала необходимо стремиться к уменьшению его массы при одновременном обеспечении требуемой жесткости.

Особое внимание уделяется точности и чистоте обработки валов. Кроме того коленчатые валы быстроходных двигателей подвергают балансировке.

Ориентировочные размеры стальных и чугунных коленчатых валов определяются из соотношений, представленных в табл.7.

Таблица 7.

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| **Элементы конструкции** | **Материал вала** | |
| **коленчатого вала** | **Сталь** | **Чугун** |
| Диаметр коренной шейки (**dк**), мм | (0,61,0)Dц | (0,851,1)Dц |
| Диаметр отверстия в коренной шейке (**dок**), мм | (0,450,6)dк | (0,45,55)dк |
| Диаметр шатунной шейки (**dш)**, мм | (0,60,85)Dц | (0,70,85)Dц |
| Диаметр отверстия в шатунной шейке (**dош)**, мм | (0,45,6)dш | (0,25,3)dш |
| Длина коренной шейки (**lк)**, мм | (0,50,7)dк | (0,30,48)dк |
| Длина шатунной шейки (**lш)**, мм | (0,650,85)dш | (0,55,75)dш |
| Толщина щек (**вк)**, мм | (0,15,4)Dц | (0,2,35)Dц |
| Ширина щек (**в)**, мм | (0,91,5)Dц | (0,81,7)Dц |
| Радиус галтели (**r)**, мм | (0,05,08)Dц | (0,060,07)Dц |
| Расстояние между осями цилиндров (**i)**, мм | (1,351,8)Dц | (1,351,8)Dц |

Выбранные размеры шеек коленчатого вала проверяют на величины допускаемых удельных давлений и окружных скоростей **vср**. Эти величины определяют условия работы подшипников и сроки их службы. При высоких удельных давлениях и окружных скоростях может происходить выдавливание масляного слоя, разрушение антифрикционного слоя подшипника и ускоренный износ шеек вала.

Максимальные удельные давления на подшипники рассчитываются:

* для коренной шейки , Н/м2 ;



* для шатунной шейки , Н/м2



где g - коэффициент, учитывающий степень увеличения нагрузки на коренную шейку за счёт соседних цилиндров:

g = 1,1 -1,25 - для 4-х тактных двигателей;

g = 1,2 1,5 - для 2-х тактных двигателей;

РZ - максимальная сила от давления газа, действующая в цилиндре;

К’max  (10  20) МПа - для высокооборотных и средней оборотности двигателей;

К’max  (25  38) МПа - для V-образных форсированных двигателей.

Средние окружные скорости скольжения шеек:

, м/с



где d - диаметр коренной и шатунной шейки, м.

Для тепловозных дизелей vср = 6,0  10м/с.

Литые коленчатые валы дизелей изготавливаются из высокопрочных чугунов с шаровидным графитом, модифицированные ферродобавками с временным сопротивлением на разрыв металла не менее 5,0 МПа. Применяются также жаропрочные чугуны с повышенными механическими свойствами. Например, чугуны марок ВЧ60-2 и ВЧ50-2 позволяют применять поверхностное азотирование. В любом случае необходимо помнить, что снизить нагрузку на подшипники шатунной шейки коленчатого вала можно двумя путями: увеличивая диаметр шейки, или ее длину.

**5.2. Поршни**

У современных форсированных тепловозных дизелей поршневая мощность достигает значений 55 кВт/дм2 при Рz=12 - 14 МПа. Это приводит к существенному росту термических и механических нагрузок на поршни. Поэтому, как правило, поршни 2-х тактных, а также форсированных 4-х тактных дизелей выполняются охлаждаемыми.

Для изготовления поршней используют чугун, алюминиевые и магниевые сплавы, сталь. Чаще всего поршни изготавливают из чугуна и алюминиевых сплавов.

В зависимости от типа двигателя ориентировочно принимаются основные размеры поршня и составляется его эскиз. Для 4-х тактных дизелей “длинные” поршни (см. рис.11) принимаются при средней быстроходности и рядном расположении цилиндров. “Короткие” поршни (см. рис. 12) преимущественно применяются в высокооборотных дизелях с V-образным расположением цилиндров.

Ориентировочные размеры поршней, поршневых пальцев и колец определяютсяиз соотношений, представленных в табл. 8.

Таблица 8.

|  |  |
| --- | --- |
| Параметры | Значения для дизелей |
| Диаметр поршня (DП), мм | П.п. 1.1. и 1.2. |
| Толщина днища поршня (), мм:   * охлаждаемого * неохлаждаемого | (0,08 -0,2)Dц  (0,04 0,08)Dц |
| Расстояние от кромки поршня до первого кольца (е), мм | (1,0 -3,0) |
| Толщина цилиндрической стенки (m), мм | (0,05 0,08)Dц |
| Длина поршня (H), мм | (1,5 2,0)Dц |
| Расстояние от оси пальца до нижней кромки, мм | (0,8 1,2)Dц |
| Диаметр пальца (dП), мм | (0,35 0,5)Dц |
| Длина пальца (lП), мм:   * закрепленного * плавающего | (0,88 0,93)Dц  (0,8 0,87)Dц |
| Диаметр внутреннего отверстия пальца (dПВ), мм | (0,4 -0,7)dп |
| Число компрессионных колец | (5 -7) |
| Толщина кольца (радиальная) (t), мм | (1,25 1,35)Dц |
| Высота кольца (а), мм | (0,5 -1,0)t |
| Число маслосъемных колец | (1 4) |
| Высота перемычки между канавками в поршне, мм | (1,0 1,3)а |

Высота поршня **Н** проверяется по удельному давлению на стенку поршня:

,



где N max - максимальная сила бокового давленая на стенку поршня цилиндра, МН;

Н - длина тронковой части поршня (за вычетом ширины колец).

Для чугунных неохлаждаемых поршней Кmax = 0,35  0,45, МПа, для чугунных охлаждаемых - 0,55 - 0,65, а для алюминиевых - 0,8 - 1,0, МПа. Для некоторых форсированных дизелей значение **Кmax** может быть повышено до 1,1 МПа.

**5.3. Шатун**

В зависимости от типа двигателя выбирается конструкция шатуна и принимаются его ориентировочные размеры.

Размеры нижней головки шатуна следует согласовать с размерами шатунной шейки коленчатого вала, а верхней – с размерами поршневого пальца и расстоянием между внутренними гранями бобышек поршня.

В зависимости от типа двигателей по литературным данным [1, 2] выбирается конструкция шатуна (см. рис.13 - 15) и принимаются его ориентировочные размеры. При этом расчёт выполняется при выбранном значении **-** (отношение радиуса кривошипа **R**, к длине шатуна **L**), связанного с величиной силы **N** и габаритными размерами двигателя.

Ориентировочная длина втулки верхней головки шатуна **lш** рассчитывается из соотношения:

* для закреплённого в бобышках поршневого пальца:

, м;



* для плавающего поршневого пальца:

, м;



Проверочный расчёт на прочность производился, как правило, для стержня шатуна из условия деформации его от действия максимальной величины силы **К**:

, МПа,



где Fст = 0,06  0,12 - средняя площадь поперечногосечения стержня, м.

[σсж]  80  120 МПа - для углеродистых сталей и

[σсж]  120 - 180 МПа – для легированных сталей.

Ориентировочные размеры шатунов определяютсяиз соотношений, представленных в табл. 9.

Таблица 9.

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
|  | Значения для дизелей | | |
| Параметры | Рядный | **V-образный** | |
|  |  | Главный | Прицепной |
| Отношение L/R | 3,5  5 | 3,5  4,5 | 2,5  3 |
| Диаметр пальца, dп | (0,4-0,45)D | (0,4-0,45)D | (0,4-0,45)D |
| Диаметр головки, dг | (1,5-1,7)dп | (1,4-1,5)dп | (1,4-1,5)dп |
| Диаметр шейки, dш | (0,6-0,8)D | (0,6-0,8)D |  |
| Толщина вкладыша Sв (в для прицепного), мм | 1 - 4 | 1  4 | (0,07-0,12)dп |
| Толщина вкладыша, Sм (п для прицепного), |  | (0,02-0,03)D | (0,06-0,08)dп |
| Ширина шатуна, l1:   * при двух болтах * при четырех болтах | (1,5 - 1,6)dш  (1,3 - 1,4)dш |  | (0,9-1,2)dп |
| Расстояние между шатунными болтами, l2:   * при двух болтах * при четырех болтах | (1,2-1,25)dш  (1,13-1,2)dш | (1,15-1,2)dш  (1,15-1,2)dш |  |
| Ширина нижней головки, в (l2 для прицепного) | (0,8 - 1,5)dш | (0,7-0,9)dш | (0,7-0,9)dп |
| Толщина крышки, h1 | (0,5-0,65)dш | (0,25-0,3)dш |  |
| Толщина нижней головки, h2 | (0,55-0,65)dш |  |  |
| Диаметр отверстия под палец прицепного шатуна, d (d1 для прицепного) |  | (0,85-0,9)dп | (0,85-0,9)dп |
| Диаметр отверстия под вкладыш, dш+2Sм (d2 для прицепного) | (0,6-0,8)D+  2(0,03-0,07)D | (0,6-0,8)D+  2(0,02-0,03)D | (0,6-0,8)D+  2(0,06-0,08)D |
| Наружная ширина прицепной проушины, в1, мм |  | в - 2мм |  |
| Внутренняя ширина прицепной проушины, в2 |  | 0,6.в1 |  |

**5.4. Втулка цилиндра**

Конструкция цилиндровых втулок некоторых тепловозных дизелей приведена на рис.16. Конструктивные соотношения в данных методических указаниях не рассматриваются.

**6. РАСЧЕТ И ПОСТРОЕНИЕ ВЕКТОРНОЙ ДИАГРАММЫ СИЛ, ДЕЙСТВУЮЩИХ НА ШАТУННУЮ ШЕЙКУ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА ДИЗЕЛЯ**

Построение векторной диаграммы производится для оценки величины и направления силы, действующей на шейку кривошипа при каждом его положении, а также ее максимального и среднего значений. У однорядного двигателя на шатунную шейку действуют тангенциальная сила **Т**, нормальная сила **Z** и центробежная сила **СШВ** от вращающейся массы шатуна (см. рис. 5).

Сила **СШВ** постоянна по величине и направлению действия по отношению к шатунной шейке и при заданной угловой скорости коленчатого вала определяется по формуле:

, Н (66)



где МШВ - масса шатуна, участвующая во вращательном движении. Принимают МШВ = МП при простом КШМ и МШВ = 2.МП для главного шатуна при наличии прицепного шатуна V-образного двигателя.

Алгебраическая сумма нормальных сил, действующих на шейку **Z’** равна . Графически величину силы можно определить по кривой Z=f(ϕ) (рис. 6, 7), сместив ось ординат на величину **СШВ**.



В V-образном двигателе на шатунную шейку действует алгебраическая сумма сил **ТΣ** и **Z’Σ** правого и левого цилиндров. Для упрощения расчета этих сил приняты допущения:

- индикаторные диаграммы в правом и левом цилиндрах идентичны, а поршни цилиндров соединяются с шатунной шейкой с помощью вильчатых или смещенных шатунов.

Силы **ТΣ** и **Z’Σ** определяют алгебраическим суммированием ординат кривых **Т** и **Z’**, смещенных по абсциссе на угол фазового смещения рабочих циклов правого и левого цилиндров. Для двухтактных двигателей этот угол равен углу развала цилиндров. Для четырехтактных двигателей можно принимать, что угол фазового смещения равен углу развала цилиндров плюс 3300 поворота коленчатого вала.

По полученным **ТΣ** и **Z’Σ** строится векторная диаграмма сил, действующих на шатунную шейку.

Оси координат целесообразно связать с кривошипом. Начало координат располагают в центре шатунной шейки (точка 0, рис.8) ось абсцисс совпадает с направлением нормальной силы **Т** (или **ТΣ** для V-образного двигателя), а ось ординат - с направлением тангенциальной силы **Z** (или **Z’Σ** для V-образного двигателя).

Положительные направления осей координат можно условно определить так же, как и для сил **Z** и **Т**. Для каждого положения кривошипа, начиная от 00 и до конца цикла откладывают в выбранном масштабе векторы сил **Т(QТ)** и **Z(QZ)** (за вычетом **CШВ**) и строят суммарные векторы **Q**:

.



Концы векторов отмечают соответствующим утлом поворота кривошипа и соединяют последовательно плавной кривой, которая образует векторную диаграмму.

Радиусы-векторы, соединяющую точку 0 с точками на контуре векторной диаграммы, выражают по величине и направлению удельные силы **Q**, действующие на шатунную шейку вала при данных углах поворота кривошипа. Соответствующая каждому вектору сила приложена к поверхности шейки в точке пересечения окружности шейки с линией действия вектора (точка **А**, рис.8.) и направлена к центру 0.

**7. ОБЩИЕ УКАЗАНИЯ ПО РАЗРАБОТКЕ ЧЕРТЕЖА ПОПЕРЕЧНОГО РАЗРЕЗА ДИЗЕЛЯ И УЗЛА**

Поперечный разрез дизеля по одному из цилиндров при рядном их расположении и по двум при V-образном вычерчивается на листе формата А1 (576 х 814 мм).

Пособиями при разработке поперечного разреза двигателя могут служить альбомы, каталоги и отдельные чертежи тепловозных дизелей, техническая литература, содержащая описание и анализ выполненных конструкций, а также рекомендации по их выбору и расчету (см. список рекомендованной литературы). Студент должен из большого разнообразия конструктивных форм отдельных узлов и деталей выбрать наиболее прогрессивные и технологическом и технико-экономическом отношениях, учитывая особенности проектируемого дизеля (принятую схему расположения цилиндров, тактность, оборотность, величины давления наддува и максимального давления сгорания и т.д.).

На поперечном разрезе должны быть в соответствующем масштабе показаны: детали остова двигателя (поддизельная рама, картер, цилиндровые гильзы и крышки), их соединения, детали кривошипно-шатунного механизма (в соответствии с ранее проведенным расчетом), механизм газораспределении (вал, толкатели;, штанги, коромысла, клапаны), воздушные ресиверы и выхлопные коллекторы, корпуса форсунок и индивидуальных топливных насосов с толкателями и валом (блочные топливные насосы могут не показываться).

Мелкие детали (трубки системы смазки, топливопроводы болтовые соединения) на поперечном разрезе могут не показываться, однако студент обязан знать их устройство и работу.

Болты и шпильки могут полностью не вычерчиваться, а заменяться осевыми линиями.

Спецификация наиболее ответственных деталей, (коленчатый вал, части остова, поршень, шатун и т.д.) с указанием количества и материалов, выполненная в соответствии с требованиями ЕСКД, вкладывается в записку. В спецификацию следует также включить отдельные агрегаты, если они изображены на чертеже (форсунки, топливные насосы и др.) с указанием их количества на дизель. На поперечном разрезе двигателя показываются его габаритные размеры (ширина, высота). На свободном месте листа в виде таблицы необходимо выписать основные данные, характеризующие двигатель (тактность, номинальную и эффективную мощность, частоту вращения коленчатого вала, число цилиндров, их диаметр, ход поршня, среднее эффективное давление, максимальное давление сгорания, степень сжатия, значение эффективного КПД, а также вычертить в упрощенном виде в масштабе 1:50 или 1:100 вид дизеля сбоку.

При выполнения чертежа поперечного разреза дизеля обязательно проверяются: 1) ход поршня, 2) необходимая минимальная длина цилиндровой гильзы, 3) возможность выемки шатуновчерез гильзы цилиндров, 4) относительное расположение шатунов и гильз цилиндров при работе дизеля.

Изображаемые на чертеже поперечного разреза дизеля детали: коленчатый вал, поршень, поршневой палец, шатуны должны как по конструктивным формам, так и по размерам соответствовать эскизам в пояснительной записке.

В качестве узлов, подлежащих конструктивной разработке, могут быть рекомендованы: 1) поршень в сборе; 2) шатун в сборе; 3) форсунка; 4) топливный насос; 5) механизм газораспределения (от распределительного вала до клапанов включительно); 6) крышка цилиндра в сборе; 7) привод распределительного вала; 8) толкатель топливного насоса; 9) регулятор предельного числа оборотов коленчатого вала (регулятор безопасности); 10) масляный насос; 11) водяной насос; 12) привод масляного насоса; 13) привод водяного насоса; 14) коренные подшипники коленчатого вала (в сборе); 15) воздуходувка; 16) привод воздуходувки; 17) вал топливных насосов; 18) привод вала топливных насосов; 19) турбокомпрессор и др.

Задание на разработку узла дается консультантом, по указанию которого студент должен выполнить необходимые при конструировании узла расчеты.

Разработанный узел вычерчивается на листе так, чтобы имелось полное представление о его конструкции и работе. В необходимых случаях на чертеже узла намечается (штриховыми или более тонкими линиями) обстановка - контуры сопрягаемых узлов или деталей, ограничивающих размеры проектируемого узла или сказывающихся на параметрах кинематики его деталей.

На чертеж узла также составляется спецификация всех его деталей.

К защите курсового проекта допускается студент, выполнивший необходимые расчеты, оформленные в виде пояснительной записки, и графическую часть. Записка и листы графической части должны быть проверены и подписаны консультантом.

**Список рекомендуемой литературы**

I. Симсон А.Э., Хомич А.З., Куриц А.А. и др. Двигатели внутреннего сгорания (Тепловозные дизели и газотурбинные установки). М.: Транспорт, 1982, 384 с.

2. Синенко Н.П. и др. Тепловозные дизели типа Д70. М.: Транспорт, 1977,216 с.

3. Дизели. Справочник. Изд. 3-е перераб. и доп. Под общей редакцией В.А.Ваншейдта. Л.: Машиностроение, 1977, 480 с.

4. Водолажченко В.В. и др. Проектирование тепловозных двигателей. М.: Транспорт, 1972, 224 с.

5. Тепловозные дизели типа Д49. Е.А.Никитин, В.М.Ширяев, В.Г.Быков и др. М.: Транспорт, 1982, 255 с.

6. Володин А.И. Локомотивные двигатели внутреннего сгорания. М.: Транспорт, 1990, 255 с.

7. Володин А.И. Моделирование на ЭВМ работы тепловозных дизелей. М.: Транспорт, 1985, 216 с.

Приложение 1

Справочные данные по тепловозным дизелям.

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Параметры | Дизели | | | | | | | | | | | | | | | |
|  | 10Д100 | 11Д45 | | 14Д40 | 1-5Д49 | 2-2Д49 | 2-5Д49 | 1Д49 | 3А-6Д49 | K6S310DR | ПД1М | М756Б | 211Д-1 | | 1Д12-300 | |
| Серия тепловозов | 2ТЭ10 | ТЭП60 | | М62 | 2ТЭ116 | ТЭМ7 | ТЭП70 | ТЭП75 | ТГМ6 | ЧМЭ3 | ТЭМ2 | ДР1 | ТГМ4 | | ТУ2 | |
| Мощность на номинальном режиме и стандартных атмосферных условиях, кВт | 2200 | 2200 | | 1470 | 2200 | 1470 | 2940 | 4410 | 880 | 993 | 880 | 736 | 550 | | 224 | |
| Объем цилиндров, дм3 | 170,9 | 200,75 | | 150,6 | 220,8 | 165,6 | 220,8 | 275,9 | 110,4 | 163,2 | 157,2 | 62,4 | 43,6 | | 38,8 | |
| Цилиндровая мощность на номинальном режиме, кВт | 220 | 137,5 | | 123 | 137,5 | 122,5 | 184 | 220,5 | 110 | 165,5 | 147 | 61,3 | 91,7 | | 18,3 | |
| Частота вращения коленчатого вала, мин-1:   * на номинальном режиме * минимально устойчивая | 850  400 | 750  400 | | 750  400 | 1000  400 | 850  350 | 1000  400 | 1050  400 | 1000  400 | 750  350 | 750  400 | 1500  600-800 | 1400  600 | | 1500  550 | |
| Тактность | 2 | 2 | | 2 | 4 | 4 | 4 | 4 | 4 | 4 | 4 | 4 | 4 | | 4 | |
| Расположение цилиндров | Рядное | | V – образное | | | | | | | Рядное | | V-обр. | | Рядное | | V-обр. |
| Число цилиндров | 10 | 16 | | 12 | 16 | 12 | 16 | 20 | 8 | 6 | 6 | 12 | 6 | | 12 | |
| Диаметр цилиндра, мм | 207 | 230 | | 230 | 260 | 260 | 260 | 260 | 260 | 310 | 318 | 180 | 210 | | 150 | |
| Ход поршня, мм | 2х254 | 300/304 | | 300/304 | 260 | 260 | 260 | 260 | 260 | 360 | 330 | 200 | 210 | | 180 | |
| Степень сжатия:   * геометрическая * действительная | 18,6  15,1 | -  13,5 | | -  14,6 | 12,2  - | 12,2  - | 12,2  - | 12,2  - | 12,2  - | 13  - | 12,5  - | 13,5  - | 13,5  - | | 14,5 | |
| Среднее индикаторное давление, МПа | 1,13 | 1,10 | | 1,02 | 1,43 | 1,265 | 1,83 | 2,04 |  |  | 1,035 | 0,981 |  | |  | |
| Среднее эффективное давление, МПа | 0,912 | 0,892 | | 0,795 | 1,24 | 1,26 | 1,60 | 1,75 | 0,96 | 0,975 | 0,90 | 0,90 | 1,15 | | 0,79 | |
| Средняя скорость поршня, м/с | 7,2 | 7,5 | | 7,5 | 8,67 | 7,36 | 8,67 | 9,53 | 8,67 | 9,0 | 8,25 | 10,5 | 9,8 | | 9,6 | |
| Число ступеней наддува | 2 | 2 | | 2 | 1 | 1 | 1 | 2 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | | - | |
| Охлаждение воздуха | Есть | Есть | | Нет | Есть | Есть | Есть | Есть | Есть | Есть | Есть | Нет | Есть | | - | |
| Давление наддува, МПа | 0,221 | 0,219 | | 0,201 | 0,235 | 0,246 | 0,287 | 0,31 | 0,1 | 0,16 | 0,162 | 0,172 |  | | - | |
| Коэффициент наполнения | 0,8 | - | | 0,83 | 0,95 |  | 0,96 |  | 0,94 |  | 0,98 |  |  | |  | |
| Доля теплоты, подведенной с воздухом, % | 8,82 | 9,69 | | 10,01 | 5,7 |  | 5,16 |  | 6,21 |  | 6,84 |  |  | |  | |
| Давление в конце сжатия, МПа | 8,4 | 5,8 | | 6,6 | 7,36 |  | 8,74 |  | 7,05 | 5,7 | 4,2 |  |  | |  | |
| Температура в конце сжатия, 0С | 612 | 767 | | 614 | 665 |  | 660 |  | 680 |  | 430 |  |  | |  | |
| Коэффициент избытка воздуха в цилиндре (суммарный) | 2,0  (2,82) | -  (2,61) | | 1,85  (2,78) | -  (2,23) | -  (2,37) | -  (2,12) | -  (2,1) | -  (2,28) |  | 2,1  (2,27) | 2,1  (2,6) |  | |  | |
| Количество теплоты, подведенной с топливом, МДж/ч | 21062 | 16319 | | 15628 | 19556 |  | 26629 |  | 7822 |  | 8356 |  |  | |  | |
| Максимальное давление сгорания, МПа | 9,8 | 10,8 | | 10,6 | 11,5 | 11,1 | 12,5 | 13,0 | 9,5 | 9,0 | 6,8 | 8,8 |  | | 8,5 | |
| Степень повышения давления | 1,23 | 1,86 | | 1,65 | 1,56 | - | 1,43 |  | 1,35 |  | 1,45 | 1,55 |  | |  | |
| Скорость нарастания давления, МПа/0пкв | 0,2 | 0,28 | | 0,28 | 0,25 | 0,25 | 0,25 | 0,25 | 0,25 |  | 0,295 |  |  | |  | |
| Давление начала выпуска, МПа | 0,68 | 0,8 | | 0,75 | - | - | - | - | - |  | 0,51 |  |  | |  | |
| Температура в начале выпуска, 0С | 740 | 780 | | 780 | - | - | - | - | - |  | 800 |  |  | |  | |
| Температура выпускных газов перед турбиной, 0С | 410 | 495 | | 500 | 495 | 485 | 533 | 610 | 578 | 600 | 525 | 580 |  | |  | |
| Коэффициент остаточных газов | 0,06 | 0,08 | | 0,08 | 0,03 | 0,03 | 0,03 | 0,03 | 0,03 | 0,03 | 0,02 | 0,03 |  | |  | |
| Фазы газораспределения, 0пкв   * ϕ1 * ϕ2 * ϕ3 * ϕ4 | 56  40  56  64 | 84  44  52  44 | | 84  44  52  44 | 50  55  35  30 | 59,5  57  40,5  28 | 59,5  57  40,5  28 |  |  | 45  80  55  35 | 66  74  74  41 | 56  50  50  56 |  | | 48  20  20  48 | |
| Давление начала впрыскивания топлива форсункой, МПа | 21,0 | 32,0 | | 32,0 | 32,0 | 32,0 | 32,0 | 32,0 | 32,0 | 30,0 | 27,5 | 20,0 |  | | 21,0 | |
| Число отверстий распылителя форсунки (диаметр отверстий), шт (мм) | 3 (0,56) | 7 (0,4) | | 7 (0,4) | 9 (0,4) | 9 (0,4) | 9 (0,4) | 9 (0,4) | 9 (0,4) | 9 (0,4) | 9 (0,35) | 8 (0,35) |  | | 7 (0,25) | |
| Индикаторная мощность в цилиндре, кВт | 270 | 170 | | 159 | 161 |  | 215 |  | 133 |  | 176 |  |  | |  | |
| Среднее давление механических сопротивлений, МПа | 0,202 | 0,331 | | 0,229 | 0,16 |  | 0,269 |  | 0,196 |  | 0,175 |  |  | |  | |
| Индикаторный КПД | 0,466 | 0,45 | | 0,44 | 0,475 | 0,470 | 0,465 | 0,446 | 0,491 |  | 0,435 | 0,43 |  | |  | |
| Эффективный КПД | 0,377 | 0,364 | | 0,34 | 0,405 | 0,392 | 0,398 | 0,39 | 0,405 |  | 0,363 | 0,366 |  | |  | |
| Удельный эффективный расход топлива, г/кВт.ч | 218 | 231 | | 218 | 214 | 204 | 220 | 220 | 204 | 220 | 225 | 220 | 218 | | 258 | |
| Масса дизеля сухая с поддизельной рамой, кг ( \* с генератором) | 19500 | 13800 | | 12500 | 18500 | 22500 \* | 18500 | 31800 | 9600 | 13400 | 16200 | 1800 | 5440 | | 1840 | |
| Удельный расход масла, г/кВт.ч | 2,2 | 1,84 | | 1,65 | 1,84 | 2,72 | 1,84 | 1,84 | 1,58 | 1,5-2,9 | 2,72 | 2,94 | 3,25 | | 3,68 | |
| Габаритные размеры, мм   * длина * ширина * высота | 6180  1730  3210 | 4357  1730  2600 | | 3787  1770  2508 | 4696  1610  2890 | 5572  1710  2726 | 4722  1610  2890 | 4926  1610  2890 | 3355  1665  2305 | 5125  1850  2844 | 5192  1467  2478 | 2405  1225  1480 | 2750  1130  1910 | | 1852  1085  1275 | |