Министерство сельского хозяйства РФ

Брянская государственная сельскохозяйственная академия

Кафедра тракторов и автомобилей

# **КУРСОВАЯ РАБОТА**

**по разделу: “ Основы теории трактора и автомобиля “**

Выполнил: студент группы

Принял: профессор, доктор технических наук Сидоров В.Н.

Брянск

**Индивидуальное задание для курсовой работы**

**по курсу "Тракторы и автомобили"**

Студент Сидоров М.В. Группа М41

Шифр задания по трактору \_\_\_\_\_\_\_\_\_\_14 14 14\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_

Прототип трактора и двигателя \_\_Т-25 Д-21\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_

2. Число основных передач z\_\_\_\_\_\_7\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_

3. Номинальная частота вращения двигателя nен ,об/с\_ \_29\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_

4. Степень сжатия ε \_\_\_16.50\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_

5. Расчетная (теоретическая) скорость трактора

на 1-й передаче, vтн ,м/c \_\_\_\_\_1.5\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_

6. Давление наддува рк, МПа\_\_\_\_--\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_

7. Основной агрофон для определения параметров трактора:\_\_\_4\_\_\_\_\_

8.Агрофон для сравнения:\_\_ \_\_\_3\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_

Дата выдачи "\_12\_"\_сентября\_\_2000 г.

Подпись преподавателя \_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_

**С О Д Е Р Ж А Н И Е**

1 Тяговый расчет трактора

1.1 Задачи расчета и исходные данные

1.2 Определение рабочего тягового диапазона

1.3 Определение эксплуатационной массы трактора

1.4 Расчет основных рабочих скоростей

1.5 Определение динамического радиуса ведущих колес

1.6 Расчет передаточных чисел трансмиссии

1.7 Определение коэффициента полезного действия (КПД) трансмиссии

1.8 Определение номинальной эксплуатационной мощности двигателя

2 Тепловой расчет двигателя

2.1 Задачи расчета и исходные данные

2.2 Расчетные формулы

2.2.1 Процесс впуска

2.2.2 Процесс сжатия

2.2.3 Процесс сгорания

2.2.4 Процесс расширения

2.2.5 Процесс выпуска

2.2.6 Расчет индикаторных показателей

2.2.7Расчет эффективных показателей и определение основных размеров двигателя

2.3 Построение индикаторной диаграммы двигателя

3 Динамический расчет кривошипно-шатунного механизма

3.1 Расчет усилий действующих в КШМ

3.2 Определение параметров маховика

4.Расчет и построение регуляторной характеристики двигателя и тяговой характеристики трактора с использованием ПЭВМ

4.1 Подготовка исходных данных для расчета на ПЭВМ

4.2 Расчет регуляторной характеристики двигателя

4.3 Расчет тяговой характеристики

4.4 Построение тяговой характеристики трактора

Литература

Приложение

**1.ТЯГОВЫЙ РАСЧЕТ ТРАКТОРА**

**1.1 ЗАДАЧИ РАСЧЕТА И ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ**

Тяговый расчет проводим для определения основных параметров трактора: эксплуатационной массы, расчетных скоростей движения, передаточных чисел трансмиссии и мощности двигателя. Исходными данными для тягового расчета являются: назначение, тип и тяговый класс трактора, и его конструктивный прототип.

Результат тягового расчета используем для подготовки исходных данных для расчета регуляторной характеристики двигателя и тяговой характеристики трактора с применением ПЭВМ.

**1.2 ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАБОЧЕГО ТЯГОВОГО ДИАПАЗОНА**

Тяговый диапазон проектируемого трактора на основных передачах охватывает всю сумму нагрузок в соответствии с агротехническими требованиями, предъявляемыми к трактору данного тягового класса, и некоторую часть нагрузок, относящихся к тяговой зоне соседних с ним классов. Каждому из классов типажа соответствует определенная номинальная сила тяги. Типаж тракторов допускает отклонение силы тяги от номинальной для колесных тракторов 20...25% [5]. Увеличение силы тяги учитывается введением коэффициента расширения тяговой зоны трактора εт. По заданию

 (1)

где P.н - номинальная сила тяги на крюке предыдущего по тяговому классу, кН.

Силу тяги Fкр.н. , развиваемую на высшей передаче определяемпо формуле: Pкр.н.= (2)

где сила тяги, развиваемая трактором на высшей передаче основной группы передач при номинальной загрузке двигателя определяем;

диапазон тяги.

Для современных сельскохозяйственных универсально-пропашных тракторов δт= 2...2,4 [6].

**1.3 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННОЙ МАССЫ ТРАКТОРА**

Эксплуатационная масса трактора должна обеспечивать сцепление движителя с почвой, необходимое для реализации максимальной касательной силы Pк max , кН [6]. Это условие может быть записано выражением:

, (3)

где ϕдоп - допустимая величина коэффициента использования сцепного веса трактора, соответствующая допустимому буксованию его движителя. Выбирается для заданного основного агрофона.

λсц - коэффициент перераспределения сцепной массы, показывающий долю эксплуатационной массы трактора, нагружающую ведущие колеса для тракторов с колесной формулой 4К2 равен 0,75…0,8[0,8];

mэ - эксплуатационная масса трактора, кг;

g - ускорение свободного падения, м/с2.

В тоже время, максимальная касательная сила, Pк max вкН должна соответствовать условию типажа [6]:

 , (4)

где f - коэффициент сопротивления качению (выбираем в соответствии с индивидуальным заданием).

Из условий (3) и (4) следует что:

 (5)

Следовательно минимальное значение эксплуатационной массы трактора должно быть выбрано таким образом, чтобы при работе трактора в соответствующих условиях с силой тяги, развиваемой трактором на первой передаче при номинальной загрузке двигателя ϕдоп колес не превышало допустимых в этом случае пределов.

= (6)

* 1. **РАСЧЕТ ОСНОВНЫХ РАБОЧИХ СКОРОСТЕЙ**

Для расчета ряда основных рабочих скоростей трактора, диапазон скоростей, который характеризуется отношением высшей рабочей скорости к скорости на первой передаче основного ряда рабочих скоростей принимаем равным v оснT=2[6].

, (7)

где z - количество передач.

Теоретическую скорость Vт, движения м/с на любой передаче определяем отношением [1]:

, (8)

где к - номер передачи.

 м/с;

 м/с;

 м/с;

 м/с;

 м/с;

 м/с.

* 1. **ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКОГО РАДИУСА ВЕДУЩИХ КОЛЕС**

Динамический радиус rк ведущих колес колесного трактора при обычных шинах определяем по следующей формуле:

rк = 0,0254[0,5d + (0,8...0,85) B] м, (9)

где d и B - соответственно диаметр посадочного обода и ширина профиля колеса в дюймах.

Принимаем динамический радиус ведущих колес rк =0,6 м по протатипу.

**1.6 РАСЧЕТ ПЕРЕДАТОЧНЫХ ЧИСЕЛ ТРАНСМИССИИ**

Передаточное число трансмиссии на первой передаче (для трактора Т-25А) определяем по формуле:

 (10)

где nен- номинальная частота вращения коленчатого вала двигателя, об/мин.

Остальные числа трансмиссии рассчитываем по формуле:

, (11)

где к - номер передачи.

;

;

;

;

;

.

* 1. **ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ (КПД) ТРАНСМИССИИ**

Механический КПД трансмиссии учитывает потери на трение, взбалтывание масла и т.п. Он зависит от числа пар зубчатых передач, находящихся в зацеплении, типа шестерен и способа их соединения между собой, от типа промежуточных соединений и муфт сцепления, вязкости и уровня заливаемого масла и других факторов. Часть потерь зависит от значения передаваемых моментов, а другая часть потерь зависит в основном от скорости вращения деталей и почти не зависит от нагрузочного режима.

Для тракторов с колесной формулой 4К2 определяем КПД ветвей трансмиссии, соединяющих маховик с задними ведущими колесами. Распределение мощности по ведущим мостам зависит от распределения массы трактора по мостам, схемы трансмиссии, почвенного фона, действия на трактор со стороны с.-х. машины, сил и моментов, величины и других факторов.

Механический КПД ветвей трансмиссии, соединяющих маховик с задними ведущими колесами представим как

ηтрi = ηхолηн = ( 1- ξ )ηцn ηкm, (12)

где ηхол и ηн - КПД, учитывающие потери соответственно холостого хода и при работе под нагрузкой;

ηц и ηк - КПД, соответственно цилиндрической и конической пар шестерен (ηц=0,985...0,99 и ηк=0,975...0,98);

m и n - соответственно число пар цилиндрических и конических шестерен, находящихся в зацеплении на данной передаче

ξ - коэффициент, учитывающий потери холостого хода в трансмиссии (ξ=0,03...0,05).

Находим КПД трансмиссии для первой и второй передач

ηтр1(1-2) =

Механический КПД привода ВОМ ηвом рассчитываем в соответствии с формулой (12), при этом значение ξ выбираем по меньшим пределам. Расчет проводится для зависимого привода ВОМ, так как такой привод планируем использовать для технологического модуля.

ηвом = ηхолηн = ( 1- ξ )ηцn ηпл, (13)

где ηпл -КПД планетарного механизма (ηпл =0,96).

ηвом(1-2) =

* 1. **ОПРЕДЕЛЕНИЕ НОМИНАЛЬНОЙ ЭКСПЛУАТАЦИОННОЙ МОЩНОСТИ ДВИГАТЕЛЯ ТРАКТОРА**

Эксплуатационную мощность двигателя Nен, для обеспечения заданных тягово-приводных и скоростных показателей трактора подсчитываем по формуле:

= кВт (14)

где Pк.н.1 - номинальная касательная сила тяги на 1 основной передаче, кН.

Nвом - мощность, необходимая для привода рабочих машин от вала отбора мощности на расчетном тяговом режиме, кВт.

Номинальную касательную силу тяги на 1-ой передаче определяем по формуле: = 8,198 кН (15)

где Pf - сила сопротивления качению.

Она определяется по формуле:

=кН (16)

здесь G - вес трактора.

**2 ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ДВИГАТЕЛЯ**

**2.1 ЗАДАЧИ РАСЧЕТА И ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ**

В задачи теплового расчета двигателя, прежде всего, входит определение параметров состояния рабочего тела в характерных точках рабочего цикла двигателя и определение энергетических и экономических показателей цикла и двигателя, на основании которых рассчитываем также основные размеры двигателя (диаметр цилиндра и ход поршня). Основными исходными данными для расчета являются: номинальная эффективная мощность и соответствующая ей частота вращения коленчатого вала двигателя; степень сжатия; тип камеры сгорания; коэффициент избытка воздуха; вид топлива; расчетные параметры окружающей среды (давление и температура) и ряд других.

Тепловой расчет двигателя выполняем по исходным данным в соответствии с индивидуальным заданием на курсовую работу.

В задании на курсовую работу приводится часть необходимых для теплового расчета исходных данных, остальными задаемся, ориентируясь на прототип двигателя.

Тепловой расчет выполняем на ПЭВМ по программе, составленной на кафедре тракторов и автомобилей.

Среди исходных данных задаемся коэффициентом избытка воздуха α, подогревом заряда на впуске ΔT степенью повышения давления λp.

Для номинального режима эти значения принимаем в пределах:

α = 1,3...1,65 - для дизельных двигателей с неразделенной камерой сгорания;

ΔT = 10...30 К - для дизелей без наддува;

λp = 1,6...2,5 - для дизелей с неразделенной камерой сгорания.

На величину степени повышения давления влияет режим впрыска топлива, форма камеры сгорания и способ смесеобразования.

При выборе λp учитываем, что увеличение λp приводит к уменьшению степени предварительного расширения ρ. Для большинства дизелей ρ = 1,2...1,7 (большие значения характерны для раздельных камер сгорания).

Ниже приводятся обозначения величин с указанием их размерности, которые приняты в расчетных формулах. Эти обозначения приводятся, в основном, в том порядке, в каком они встречаются по алгоритму расчета.

Таблица 1.

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  Обозначения | Параметры | Размерность |
| 1 | 2 | 3 |
| mO | теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива | кг/кг топлива |
| МО | теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива | кмоль/кг топлива |
| М1 | количество подаваемого свежего заряда на 1 кг топлива | кмоль/кг топлива |
| М2 | Количество продуктов сгорания на 1кг топлива | кмоль/кг топлива |
| С | массовая доля углерода в топливе | - |
| Н | массовая доля водорода в топливе | - |
| О | массовая доля кислорода в топливе | - |
| nН | номинальная частота вращения | об/с |
| рO | расчетное атмосферное давление | МПа |
| Тс | расчетная температура окружающего воздуха | К |
| рК | давление после компрессора (на впуске) | МПа |
| TK | температура после компрессора (на впуске) | К |
| nK | показатель политропы сжатия в компрессоре | - |
| Δра | потеря давления на впуске | МПа |
| TK` | температура на впуске (с учетом подогрева) | К |
| ΔT | подогрев свежего заряда на впуске | К |
| ра | давление в цилиндре в конце впуска | МПа |
| ТА | температура в конце процесса впуска | К |
| ε | степень сжатия | - |
| рr | давление в конце процесса впуска | МПа |
| Tr | температура в конце процесса впуска | К |
| ηV | коэффициент наполнения цилиндров | - |
| γr | коэффициент остаточных газов | - |
| n1 | показатель политропа сжатия | - |
| pc | давление в конце процесса сжатия | МПа |
| Тс | температура в конце процесса сжатия | К |
| α | коэффициент избытка воздуха | - |
| mт | молекулярная масса паров топлива | кг/кмоль |
| μ0 | химический коэффициент молеку- лярного изменения горючей смеси | - |
| μ | Действительный коэффициент молекулярного изменения рабочей смеси |  |
| Hи | низшая теплота сгорания топлива | кДж/кг |
| Нрс | теплота сгорания рабочей смеси | кДж/кмоль |
| ξz | коэффициент использования теплоты в процессе сгорания | - |
| Сvc | средняя мольная изохорная теплоемкость рабочей смеси | кДж/кмоль |
| Сvz | средняя мольная изохорная теплоемкость продуктов сгорания | кДж/кмоль |
| λp | степень повышения давления | - |
| рz | максимальное расчетное давление в цикле | МПа |
| Тz | температура в конце процесса сгорания | К |
| А | коэффициент в уравнении для расчета Тz | кДж/кмоль |
| B | коэффициент в уравнении для расчета Тz | кДж/кмоль |
| F | коэффициент в уравнении для расчета Тz | кДж/кмоль |
| ρ | степень предварительного расширения | - |
| n2 | показатель политропы расширения | - |
| δ | степень последующего расширения | - |
| pB | давление в конце процесса расширения | МПа |
| TB | температура в конце процесса расширения | К |
| pi | теоретическое среднее индикаторное давление  | МПа |
| pi | среднее индикаторное давление | МПа |
| pк | плотность заряда на впуске | кг/м |
| R | газовая постоянная для воздуха | Дж/кгК |
| ηi | индикаторный КПД | - |
| ν | коэффициент полноты индикаторной диаграммы | - |
| gi | удельный индикаторный расход топлива | г/кВтч |

* 1. **РАСЧЕТНЫЕ ФОРМУЛЫ**

Формулы приведены по каждому процессу, составляющему действительный цикл ДВС, а также для расчета индикаторных показателей. Обозначения величин, входящих в формулу, и их размерности приведены выше.

**2.2.1 Процесс впуска**

Процесс впуска является сложным газодинамическим процессом, на протекание которого оказывает влияние большое количество факторов. При расчете определяем давление и температура рабочего тела в конце процесса впуска, а также коэффициент остаточных газов и коэффициент наполнения цилиндров.

pa = pк - Δpa (17)

Величина потерь давления на впуске зависит от параметров впускаемого тракта и быстроходности двигателя и лежит в пределах:

Δpa = (0,04...0,18)p0 - для дизельных двигателей без наддува.

На ПВЭМ Δpк рассчитываем по эмпирической формуле: для дизельных двигателей без наддува

Δpa = (0,01 + 3 ⋅10 -3 nн) p0 (18)

При этом для дизельных двигателей без наддува принимаем:

p0= 0,1МПа, Тк = Т0= 288К.

Т’к = Тк + ΔТ (19)

 (20)

 (21)

 (22)

Значениями pr и Tr входящими в формулы (20)...(22) предварительно задаемся:

pr = (1,05...1,25) p0 - для двигателей без турбонаддува;

Тr= 700...950К - для дизельных ДВС.

При этом большие значения pr принимаем для высокооборотных двигателей. Задаваясь величиной Тr, учитываем, что при увеличении степени сжатия она снижается, а при увеличении оборотов - возрастает. Величина Тr корректируется после расчета процесса выпуска.

**2.2.2 Процесс сжатия**

При расчете процесса сжатия определяем давление и температуру в конце процесса сжатия, полагая, что сжатие представляет собой политропный процесс с показателем политропы n1.

pc = pa ε (23)

Тс = Таε (24)

Величина среднего значения показателя политропы n1 зависит от степени сжатия, быстроходности двигателя, теплообмена и других факторов. Для дизельных двигателей его значение лежит в пределах:

n1 = 1,34...1,39.

В программе расчета на ПЭВМ для определения n1, используем эмпирические формулы:

для дизельных двигателей

n1=1,368-[1,5⋅10-4+2⋅10-6(ε-1)](Tа-400)-1,5⋅10-3(ε-10)+0,002\*(nен-30) (27)

**2.2.3 Процесс сгорания**

В процессе сгорания достигаются максимальные значения давления и температуры рабочего тела в цикле, определение которых и составляет основную задачу расчета процесса сгорания.

При расчете учитываем состав топлива и качество горючей смеси, а также способ смесеобразования, который влияет на выбор степени повышения давления λр.

 (26 )

 (27)

 (28)

 , при α< 1 (29)

 , при α>=1 (30)

 (31)

 (32)

 (33)

 (34)

Температуру в конце видимого процесса сгорания Тz определяем из уравнения сгорания, которое имеет вид:

ξZ H р.см + (Сvc + 8,314λp) Тc = μ (Сvz + 8,314)Тz (35)

После подстановки приближенных эмпирических выражений для теплоемкостей:

CVc= 20,16 + 1,728 10-3 Тс ; (36)

CVz=(18,4+2,6α)+(1,549+1,382/α)10-3Тz, при α< 1; (37)

CVz=(20,10+0,92/α)+(1,549+1,382/α)10-3Тz, при α>1; (38)

уравнение сгорания приводим к виду

АTz2 + ВТz + F = 0 . (39)

От­сю­да:

 (40)

где, коэффициенты определяются выражениями:

A = (1,549 + 1,382/α)10-3 ;

B = (28,414 + 0,92/α)μ ; (41)

F = -(0,82Hрс + 20,16 Тc+ 8,314 Тc λp + 1,728Tc210 –3)

рz = λр pс - для дизельных ДВС (42)

ρ = μ Т/ λ р Тc. (43)

**2.2.4 Процесс расширения**

При расчете полагается, что расширение является политропным процессом с постоянным показателем политропы n2.

рв=рz/δ (44)

 (45)

Значение среднего показателя политропы n2 , также как и n1 , зависит от многих факторов и лежит в пределах:

n2 =1,24...1,30 - для дизельных ДВС.

В программе расчета их находим по эмпирическим формулам:

n2 = 1,263 - 2,6\*10-5 (Tz - 2000) + 4\*10-4 δ+ 0,028( α - 1) (46)

**2.2.5 Процесс выпуска**

Значениями давления рb и температуры Тb в конце процесса задаем на начальной стадии теплового расчета.

Проверку ранее принятой температуры остаточных газов производим по формуле:

 (47)

Если полученное по этой формуле значение Тr существенно отличается от принятого ранее (δTr > 10%),то корректируем расчет процессов цикла при уточненном значении Тr , принятом предварительно в разделе 2.2.1.

В программе расчета величина отклонения Тr допускается не более 10К.

**2.2.6 Расчет индикаторных показателей**

Индикаторными показателями оценивают энергетические возможности, качество и эффективность рабочего цикла.

 (48)

 (49)

 (50)

Значение коэффициента полноты индикаторной диаграммы принимается в пределах:

 γ= 0,92...0,95 - для дизельных двигателей.

**2.2.7 Расчет эффективных показателей и определение основных размеров двигателя**

Cредняя скорость поршня

Wп ср = 2⋅10 -3 S⋅neн м/с. (51)

Для современных двигателей W n ср = 5,5...10,5 м/с.

Определяем среднее условное давление механических потерь двигателя, включающие внутренние потери. Внутренние потери включают все виды механического трения, потери на газообмен, на привод вспомогательных механизмов (вентилятор, генератор, топливный, водяной и масляный насосы и др.) вентиляционные потери (движение деталей в среде воздушно-масляной эмульсии и в воздухе), газодинамические потери в дизелях с разделенными камерами сгорания.

Так как до 80 % всех механических потерь составляют потери на трение, то с приближением принимаем, что среднее условное давление механических потерь

pмп =a+b Wnср Мпа. (52)

где а и в - коэффициенты, зависящие от типа, конструкции, размеров, числа цилиндров и теплового состояния двигателей и приведены в таблице 3;

Wn ср - средняя скорость поршня, м/с.

Таблица 3. Значение коэффициентов a и b

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Типы двигателя | а, МПа | b, МПа |
| Дизели с нераздельной камерой сгорания | 0,089 | 0,012 |

Зная эффективную мощность, литраж двигателя и номинальную частоту вращения коленвала, определяем среднее эффективное давление:

 МПа, (53)

Vh - рабочий объем цилиндра, л;

i - число цилиндров;

ne - частота вращения коленвала, с -1;

τ - коэффициент тактности (τ = 4 - для 4-х тактных двигателей);

N eн - номинальная мощность двигателя, кВт.

Среднее эффективное давление - условное постоянное давление газов за ход поршня совершающее работу, равную эффективной работе цикла.

Рабочий объем одного цилиндра (л):

Vh = Vл / i л. (54)

Для определения диаметра цилиндра D задаемся величиной S/D. В работе это отношение принимаем как у прототипа. У автотракторных двигателей

S/D = 0,9...1,3.

Диаметр цилиндра рассчитываем:

 мм (57)

В соответствии с протатипом принимаем D мм.

Механический КПД двигателя:

 (56)

Этот показатель характеризует степень использования работы, совершаемой газами внутри цилиндра для получения полезной работы на валу двигателя.

Эффективный КПД:

η e = ηi η мп (57)

Эффективный крутящий момент для номинального режима:

нм. (58)

Здесь N e приводим в кВт, ne - в с-1 .

В качестве одного из показателей, характеризующих форсировку двигателя используется литровая мощность

 кВт/л (59)

Для современных дизельных двигателей:

Nуд.л = 10 ...25 кВт/л; mуд = 5...13 кг/кВт;

Полученные результаты сводим в таблицу 4.

Таблица 4 Основные параметры двигателя и рабочего цикла

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Наименование | Обозначение | Значение |
| Эффективная номинальная мощность, кВт | Nен | 16,7 |
| Частота вращеня номинальная, с-1 | nен | 29  |
| Средняя скорость поршня, м/с | Wп ср | 6,4 |
| Среднее условное давление механических потерь, Мпа | pмп | 0,177 |
| Среднее эффективное давление, Мпа | Ре | 0,684 |
| Рабочий объем одного цилиндра, л | Vh | 0,86 |
| Диаметр цилиндра, мм  | D | 110 |
| Механический КПД двигателя, |  | 0,79 |
| Эффективный КПД ,  | η e | 0,34 |
| Эффективный крутящий момент, нм |  | 91,7 |
| Литровая мощность, кВт/л | Nуд.л | 9,7 |

**2.3 ПОСТРОЕНИЕ ИНДИКАТОРНОЙ ДИАГРАММЫ ДВИГАТЕЛЯ**

Индикаторная диаграмма двигателя - это графическое представление процессов, составляющих рабочий цикл двигателя в координатах P-V. Давление рабочего тела Р откладываем по оси ординат, а объем занимаемый им в цилиндре двигателя V - по оси абсцисс. Поскольку этот объем является линейной функцией перемещения поршня, то для удобства часто давление откладываем как функцию перемещения (хода) поршня (S). Масштабы по осям выбираем удобными с точки зрения построения и дальнейшего считывания с графика изображенных величин. Например, для давления p = 0,05 МПа/мм. Соотношение масштабов по осям рекомендуется принимать так, чтобы высота диаграммы в 1,4...1,7 раза превышала ее основание.

В курсовой работе рекомендуется при построении индикаторной диаграммы пользоваться относительным объемом Vx = V/Vа . То есть, точка В (рис. 1), соответствующая полному объему цилиндра по оси абсцисс имеет координату равную 1, а точка А, соответствующая объему камеры сгорания координату 1/ξ. Отрезок ОА соответствующий объему камеры сгорания в этом случае равен: ОА = АВ/(ε-1) (60)

Политропы сжатия и расширения можно строить графическими или аналитическим методом. Используем аналитический метод, при котором координаты промежуточных точек рассчитываем по формулам:

- для политропы сжатия: (61)

- для политропы расширения: (62)

Результаты расчета удобно представить в виде таблицы 2.

Отложив и соединив тонкими линиями все расчетные точки получим расчетную индикаторную диаграмму. Для получения действительной индикаторной диаграммы необходимо "скруглить" расчетную на участках, изображающих процессы сгорания и выпуска-впуска так как показано на рис 1/ξ. С учетом углов впрыска и воспламенения топлива, открытия и закрытия клапанов.

Таблица 2. Результаты расчета политроп сжатия и расширения

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  Vx=V/Va | 1 | 0,667 | 0,5 | 0,333 | 0,2 | 0,125 | 0,1 | 1/δ | 1/ξ |
| 1/Vx | 1 | 1,5 | 2 | 3 | 5 | 8 | 10 | δ | ε |
| сжат. | рx=рa(1/Vx)n1 | 0,090 | 0,150 | 0,230 | 0,400 | 0,810 | 1,550 | 2,100 | 2,310 | 4,190 |
| расш. | рx=рb(1/Vx)n2 | 0,326 | 0,540 | 0,790 | 1,320 | 2,540 | 4,640 | 6,170 | 6,710 | 6,710 |

**3 ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНИЗМА**

Расчет состоит в определении основных сил, действующих в КШМ и определении параметров маховика.

Исходными данными для расчета являются: результаты теплового расчета двигателя, конструктивный прототип двигателя, значение номинальной эффективной мощности, полученной в тяговом расчете трактора, или автомобиля и значение номинальной частоты вращения коленчатого вала.

По результатам расчета необходимо выполнить следующие листы графической части: 1лист - диаграмма газовых, инерционных и суммарных сил; 2лист - диаграммы сил N,Рш,K' и T, действующих в КШМ; 3 лист -диаграмма суммарного крутящего момента.

**3.1 РАСЧЕТ УСИЛИЙ ДЕЙСТВУЮЩИХ В КШМ**

Определение усилий, действующих в КШМ, необходимо для расчета деталей двигателя на прочность и определения нагрузок на подшипники. При расчете КШМ силы трения и тяжести не учитываем и принимаем, что коленвал вращается с постоянной угловой скоростью, а картер неподвижен. Таким образом, основные силы при расчете деталей КШМ - силы давления газов и инерции движущихся масс. Схема сил, действующих в КШМ, приведена на рис. 2.

Так как на поршень во внутренней полости картера действует атмосферное давление, то избыточное давление газов на поршень определяем

pг = p x - p о , (62)

где p x - текущее абсолютное давление газов в цилиндре ( определяется по индикаторной диаграмме), МПа;

pо - атмосферное давление (pо = 0,1 МПа).

Вдоль оси цилиндра на поршень действует сила давления газов и силы инерции возвратно-поступательное движущихся масс. Суммарное усилие по оси цилиндра, действующее на поршневой палец (кН):

Р∑ = Рг + Рj , (63)

где Рг - силы давления газов, кН;

 Рj - силы инерции возвратно-поступательно движущихся масс. Силы давления газов определяются (кН):

, (64)

где px - текущее значение давления по индикаторной диаграмме, МПа;

D - диаметр цилиндра, м.

Для облегчения определения РΣ и дальнейшего динамического расчета КШМ свернутую индикаторную диаграмму в координатах p, V преобразуем в развернутую диаграмму в координатах pг , α.

Построение развернутой индикаторной диаграммы рекомендуется производить с использованием приближенного уравнения для перемещения поршня относительно верхней мертвой точки:

Sx = R ((1+λ/4)-(COSϕ+(λ/4COS2ϕ)) , (65)

где λ= R/Lш - кинематический параметр КШМ (принимаем по прототипу двигателя).

Решая уравнение (82) для разных ϕ , определяем соответствующие им Sx.

Причем достаточно произвести расчет для ϕ =(0...180), так как Sx является симметричной функцией относительно точки ϕ=1800 и имеет период 3600.

Полученные результаты заносим в таблицу 5. Отрезки по вертикали из точек Sx, соответствующих определенным ϕ до пересечения с кривыми свернутой индикаторной диаграммы в масштабе μp указывают текущее значение px.По выражению (81) определяем Рг, используя полученные значения px.

Таблица 5. Результаты расчетов для построения развернутой индикаторной диаграммы

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| ϕ,град | впус | 0 | - | 20 | 40 | 60 | 80 | 100 | 120 | 140 | 160 | 180 |
| сжат | 360 | - | 340 | 320 | 300 | 280 | 260 | 240 | 220 | 200 | - |
| расш |  | 370 | 380 | 400 | 420 | 440 | 460 | 480 | 500 | 520 | 540 |
| вып | 720 | - | 700 | 680 | 660 | 640 | 620 | 600 | 580 | 560 | - |
| Sx/S |  | 0 | 0,012 | 0,038 | 0,145 | 0,300 | 0,480 | 0,650 | 0,800 | 0,910 | 0,977 | 1 |
| px,MПа | впук. | 0,115 | - | 0,100 | 0,097 | 0,090 | 0,090 | 0,090 | 0,090 | 0,090 | 0,090 | 0,090 |
| сжат. | 4,205 | - | 2,270 | 0,760 | 0,650 | 0,230 | 0,130 | 0,110 | 0,100 | 0,950 | - |
| расш. | - | 6,728 | 6,700 | 2,450 | 1,250 | 0,760 | 0,600 | 0,400 | 0,350 | 0,330 | 0,326 |
| вып. | 0,115 |  | 0,115 | 0,115 | 0,115 | 0,115 | 0,115 | 0,150 | 0,150 | 0,230 | - |

Рекомендуется расчет вести через 200, включив также угол 3700 (угол при котором px = pmax )

Возможно преобразования диаграммы производить графическим методом Брикса, описание которого приведено в литературе.

Как и в первом способе заполняем таблицу 5.

Силы инерции возвратно-поступательно движущихся масс (Кн):

Pj = -m j Rω2 (cos ϕ+ λcоs2ϕ)10 -3, (66)

где mj - приведенная масса возвратно-поступательно движущихся частей КШМ, кг;

R - радиус кривошипа, м;

ω- угловая скорость колен вала, рад/с;

ϕ- угол поворота колен вала, град.

Началом цикла работы двигателя считается ВМТ поршня в начале процесса впуска (ϕ= 0). Приведенная масса возвратно-поступательно движущихся частей состоит из массы комплекта поршня и части массы шатуна:

mj = mп + (0,2...0,3)mш , (67)

где m п. - масса комплекта поршня, кг;

m ш - масса условно возвратно-поступательно движущейся части шатуна, кг.

Масса m j считается сосредоточенной в центре поршневого пальца. В работе mп и m ш определяются:

 , (68)

, (69)

где m`п и m`ш - удельные массы, соответственно поршня и шатуна прототипа расчетного двигателя (приложение 6), кг/м2 .

Угловая скорость коленвала (рад/с):

ω= 2 πn е н (70)

В работе текущие значения сил Рj, Рr и Р∑ в зависимости от угла поворота заносим в таблицу 6, причем Р∑ определяем алгебраическим сложением Рr и Рj . Зависимость P∑ = f(ϕ) можно определить как графическим методом так и аналитическим. В курсовой работе рекомендуется использовать аналитический метод, который при примерно равной с графическим методом трудоемкости обеспечивает большую точность.

Таблица 6. Результаты динамического расчета КШМ

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| ϕ | Pг | Рj | P∑ | Pш | N | K | T | Mi = RT 103 |
| град | кН | кН | кН | кН | кН | кН | кН | Нм |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 |
| 0 |  |  |  |  |  |  |  |  |
| 20 |  |  |  |  |  |  |  |  |
|  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| 720 |  |  |  |  |  |  |  |  |

Суммарная сила Р∑, действующая по оси цилиндра и приложенная к оси поршневого пальца, раскладывается на две составляющие по закону параллелограмма:

- нормальную N = P∑ tgβ , (88)

и силу S, действующую по оси шатуна

, (89)

Угол наклона оси шатуна к вертикали β считается со знаком "+", если шатун отклоняется в сторону движения кривошипа, и со знаком "-" при отклонении в противоположную сторону.

β= arcsin (λsin ϕ) (90)

От действия силы S через шатун на шатунную шейку коленвала возникают силы:

-радиальная (91)

-тангенциальная (92)

На шатунную шейку также действует центробежная сила К:

K||= (0,7...0,8) mш Rω 2 (93)

Силы К | и К || направлены по одной прямой, в связи с чем их равнодействующая:

К = К | + К || (94)

Радиальная сила считается положительной, если действует к оси вращения коленвала и отрицательной, если - от оси вращения (К " - всегда отрицательна). Тангенциальная сила положительна, когда действует по направлению вращения коленвала и отрицательна, если - против направления вращения.

Для сокращения объема расчетов значения входящих в уравнения тригонометрических функций [(cos ϕ + λ cos2ϕ ), sin( ϕ + β )/cos β , cos(ϕ+β )/cos β и другие ] берем из заранее составленных таблиц (приложение 7...11). Значения сил обычно берутся через 20о поворота кривошипа. Все данные расчетов сводим в таблицу 6. Следует в таблице рассчитать независимо от шага углаϕ, значения сил, соответствующих точке наибольшего давления по индикаторной диаграмме точке Z и точке в 370. В этой же таблице следует привести значения крутящего момента одного цилиндра.

Необходимо в курсовой работе также привести графики сил, действующих в КШМ: Рг , Рj , РΣ , S, N, K` , T (рис. 3).

В курсовой работе предполагается выполнение данного расчета с применением ПЭВМ, в частности, с использованием пакетов программ EXSEL, Super Callk.5 , Quadropro и т.п.

**3.2 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ МАХОВИКА**

В реальном двигателе даже при установившемся режиме угловая скорость колеблется в течение цикла. Причиной тому является изменение крутящего момента двигателя Мкр от которого зависит равномерность хода двигателя. Коэффициент неравномерности хода :

, (95) где ωmax и ωmin - соответственно максимальная и минимальная угловая скорость коленвала за цикл, рад/с;

ωср - средняя угловая скорость, ω ср = (ωmax + ω min )/2 :

Минимальное и максимальное значения угловой скорости соответствуют точкам пересечения кривой суммарного крутящего момента всех цилиндров двигателя, с линией среднего момента (точки а и b, при наибольшей площади Fизб - рис. 4).

График суммарного крутящего момента получают следующим образом.

Крутящий момент (нм) одного цилиндра равен :

Мкр = T R , (96)

где Т - текущее значение тангенциальной силы (из динамического расчета), н;

R - радиус кривошипа , м.

Следовательно, график тангенциальной силы в масштабе μм = μтR103 представляет собой и график крутящего момента одного цилиндра.

У многоцилиндрового рядного двигателя следует сложить диаграммы крутящих моментов всех цилиндров с учетом сдвига фаз, определяемых порядком работы. Так у двухцилиндрового 4-х тактного двигателя с порядком работы 1-2-0-0 (с кривошипом под углом в 180 0 ) сдвиг фаз крутящего момента второго цилиндра относительно первого составит 180 . У четырехцилиндровых четырехтактных двигателей отдельные диаграммы должны быть последовательно(по порядку работы) сдвинуты по фазе одна относительно другой на 180 , шестицилиндровых - на 120 , у восьмицилиндровых - на 90 , у двенадцатицилиндровых - на 60 .

В курсовой работе сложение диаграмм производим табличным методом.

Таблица 7. Результаты расчета суммарного крутящего момента (для рядного двигателя)

|  |  |
| --- | --- |
| ϕ, град | К р у т я щ и й м о м е н т , Нм |
|  | 1 | 2 | 3 | 4 | ....... | i | Mкр |
| 0 |  |  |  |  | ....... |  |  |
| 20 |  |  |  |  | ....... |  |  |
| 40 |  |  |  |  | ........ |  |  |
| ....... | ....... | ....... | ....... | ........ | ....... | ........ | ........ |
| θ = 720/i |  |  |  |  | ........ |  |  |

В таблицу 7 по результатам динамического расчета, вносим и значения Мкр, соответствующих точке наибольшего давления для каждого цилиндра. В результате должна получиться диаграмма, в которой МКР будет изменяться периодически с периодом равным:

, (97)

где i - число цилиндров. (Верно для i >= 4).

Определяем величину среднего крутящего момента. Для этого графически строим зависимость Мкр = f(ϕ) лишь для одного периода Q с достаточно крупным масштабом μм .

Для V-образных двигателей получение диаграммы суммарного крутящего момента производим в следующем порядке. Вначале суммируем с учетом сдвига фаз по порядку работы двигателя моменты первого ряда. Сдвиг фаз выполняется на угол:

 , (98)

где i р - количество цилиндров одного ряда.

Например, для 6-цилиндрового V-образного двигателя с порядком работы 1-4-2-5-3-6 складывают моменты 1, 2 и 3 цилиндров, где момент 2-го цилиндра сдвинут относительно 1-го на 240 , а момент 3-го на 480 относительно 1-го. Получаем диаграмму суммарного момента 1-го ряда. Диаграмма второго ряда будет отличаться лишь сдвигом по фазе на определенный угол (угол развала цилиндров, например 90°). Поэтому, чтобы получить диаграмму суммарного момента двигателя, необходимо диаграмму момента 1-го ряда суммировать с такой же диаграммой, но сдвинутой на угол развала. Сложение также рекомендуется проводить табличным методом. Для построения кривой суммарного момента результаты расчета рекомендуется представить в таблице следующей формы (таблица 8).

Таблица 8. Результаты расчета суммарного крутящего момента (для V-образного двигателя)

|  |  |
| --- | --- |
|  ϕ, град | К р у т я щ и й м о м е н т , Нм |
|  | 1 | 2 | ..... | i | Mp1 | Mp2 | Mкр |
| 0 |  |  | ..... |  |  |  |  |
| 20 |  |  | ..... |  |  |  |  |
| 40 |  |  | ..... |  |  |  |  |
| ..... | ..... | ..... | ..... | ..... | ..... | ..... | ..... |
| θ = 720/i |  |  | ..... |  |  |  |  |

Величину среднего крутящего момента подсчитываем по формуле:

 ⋅(мм), (99)

где ΣF+ - суммарная площадь над осью абсцисс диаграммы, мм 2;

ΣF - - суммарная площадь под осью абсцисс диаграммы, мм 2;

l - длина диаграммы, соответствующая θ , мм (рис. 5).

Допускается величину Мср. находить при одинаковых интервалах по ϕ непосредственно по таблице 7 или 8 проссумировав Мкр в последней графе и разделив на число интервалов:

, (99а)

здесь n- число слогаемых

m=n-1 –количество интервалов

В том случае, если для какого то интервала приведена промежуточная точка в середине интервала, то для расчета Мср можно воспользоваться приведенной выше формулой, в числителе который под знаком суммы Мкр для промежуточной точки взять с коэффициентом 0,5, а значение Мкр по границам этого интервала с коэффициентом 0,75. При этом количество интервалов подставлять без учета промежуточных точек.

Откладываем на графике Мкр = f(ϕ) прямую, для которой Мкр = Мср . Полученная величина представляет собой индикаторный крутящий момент, тогда эффективный крутящий момент:

Ме = Мср ηм, (100)

где ηм - механический КПД

Полученный результат можно сравнить с полученным ранее Ме и оценить ошибку. Определяем площадь Fизб - наибольшая за период θ, превышающая Мср по графику. Соответствующая ей избыточная работа (Н ⋅ м):

Lизб = Fизб μм μ ϕ , (101)

где Fизб - избыточная площадь, мм2 ;

μм - масштаб крутящего момента, Нм/мм;

μ ϕ - масштаб угла поворота коленвала, рад/мм.

Избыточная работа представляет собой работу крутящего момента за время от ω = ωmin до ω = ωmax . Определяем момент инерции всех движущихся масс, приведенных к оси коленвала (кг м 2 или Нм с 2 ):

, (102)

где δ - коэффициент неравномерности хода.

Допускаемые значения коэффициента неравномерности хода составляют, для тракторных двигателей δ = 0,003...0,01; для автомобильных

δ = 0,01...0,02. Чем больше цилиндров, тем меньше δ. Угловая скорость ωср = 2 π nе . Задаваясь коэффициентом неравномерности хода δ и учитывая, что момент инерции маховика Jм = (0,8-0,9)Jo , определяют Jм . Как правило маховик выполнен в виде диска или диска с массивным ободом и средний диаметр проходит через центр тяжести половины поперечного сечения обода маховика.

, (103)

где m м - масса маховика, кг;

Dср - средний диаметр, м.

Если маховик выполнен в виде диска, то ( Dм-наружный диаметр маховика Задаваясь значением Dср = (2...3)S находим массу маховика. Здесь S - ход поршня. Рассчитанный маховик необходимо проверить на условия прочности по окружной скорости (м/с) на внешнем ободе маховика:

Vм =πDм n , (104)

где n - максимальная частота вращения коленвала, с -1 .

Допустимые значения окружной скорости маховиков:

для чугунных - Vм <= 70 м/с ;

для стальных - Vм <= 100 м/с;

для стальных штампованных - Vм <= 110 м/с.

**4. РАСЧЕТ И ПОСТРОЕНИЕ РЕГУЛЯТОРНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ДВИГАТЕЛЯ И ТЯГОВОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТРАКТОРА С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ПЭВМ**

**4.1 ПОДГОТОВКА ИСХОДНЫХ ДАННЫХ ДЛЯ РАСЧЕТА НА ПЭВМ**

По результатам тягового расчета трактора и теплового расчета двигателя готовятся исходные данные для расчета на ПЭВМ регуляторной характеристики двигателя и тяговой характеристики трактора и сводятся в таблицу 9.

Таблица 9. Исходные данные для расчета на ПЭВМ.

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
|  | Наименование  | Обозначение  | Единицы измерения | Величина |
| 1 | Номинальная мощность двигателя | Nен | кВт | 17,1 |
| 2 | Номинальная частота вращения | nен | об/мин | 29 |
| 3 | Номинальный удельный расход | gен | г/кВт ч | 250 |
| 4 | Мощность снимаемая с ВОМ | NВОМ | кВт | 4 |
| 5 | КПД трансмиссии |  ηтр |  |  |
| 6 | КПД привода ВОМ | ηвом |  |  |
| 7 | Радиус ведущего колеса | rk | м | 0,6 |
| 8 | Количество передач | z |  | 7 |
| 9 | Передаточные числа трансмиссии |  iтр |  | 72 |
| 10 | Масса трактора | mэ | т | 1,492 |
| 11 | Коэффициент сцепления | ϕсц |  | 0,8 |
| 12 | Коэффициент качения | f |  | 0,06 |
| 13 | Коэффициент сцепной массы | λк |  | 0,77 |

* 1. **РАСЧЕТ РЕГУЛЯТОРНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ДВИГАТЕЛЯ**

Основой для расчета и построения тяговой характеристики трактора является регуляторная характеристика двигателя.

Регуляторная характеристика двигателя имеет две ветви:

регуляторную - при nе >= nен и скоростную или корректорную - при nе < nен.

На корректорной ветви характеристики значения эффективной мощности Nе и удельного эффективного расхода топлива gе рассчитывают в зависимости от частоты вращения коленчатого вала двигателя nе по формуле:

Nе = Nен (аx + bx2 - cx3) (105)

gе = gен (a1 - b1x + c1x2) , (106)

где a, b, c, a1, b1, c1 - опытные коэффициенты, усредненные значения которых в зависимости от типа двигателя можно принять по табл.10.

x =nе/nен - относительная частота вращения коленчатого вала двигателя.

Таблица 10. Значение опытных коэффициентов.

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Тип двигателя  | а | b | c | a1 | b1 | c1 |
| Дизели с нераздельной камерой сгорания | 0,87 | 1,12 | 1 | 1,55 | 1,55 | 1 |
| Дизели с предкамерой | 0,6 | 1,4 | 1 | 1,2 | 1,2 | 1 |
| Дизели с вихрекамерой | 0,7 | 1,3 | 1 | 1,35 | 1,35 | 1 |
| Карбюраторные | 1 | 1 | 1 | 1,2 | 1,0 | 0,8 |

Остальные параметры двигателя определяются из следующих соотношений:

- крутящий момент двигателя

 ; (107)

- часовой расход топлива

 Gе = 103 gе Nе (108)

На регуляторной ветви принимается, что момент Mе и часовой расход изменяются линейно от номинальных значений до Mе = 0 и Gт = Gтхх при nе = nхх. Крутящий момент на валу двигателя определится:

, (109)

где р = 1.07...1.08 - коэффициент оборотов холостого хода.

Эффективная мощность

Nе = 2Mеnе10-3 . (110)

часовой расход топлива

, (111)

где т - коэффициент, учитывающий долю расхода топлива на холостом ходу от номинального режима т = 0.25...0.3.

удельный расход топлива

; (112)

**4.3.РАСЧЕТ ТЯГОВОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТРАКТОРА**

При расчете тяговой характеристики трактора определяются для заданных значений  и f, величины теоретической и действительной скорости (Vт , Vд ), касательной силы тяги и крюкового усилия (Pк и Pкр ), крюковой или тяговой мощности Nкр, удельного крюкового расхода топлива gкр в функции оборотов дизеля на каждой передаче и значения тягового КПД при номинальной нагрузке дизеля.

Расчетные формулы имеют вид:

, м/с (113)

vд = vт (1 -),м/с , (114)

где - буксование.

При расчете буксования использовались формулы, полученные путем аппроксимации усредненных опытных кривых буксования для различных агрофонов.

Для колесных тракторов:

; при (115) = при (116)

Для гусеничных тракторов:

= 0.938y-3.203y2 +2.896y3 при y > 0.5;

= 0.06y при ,

где

Касательная сила тяги ,кН (117)

Сила сопротивления качению трактора

Pf = fgмэ, кН (118)

Крюковое усилие

Pкр = Pк - Pf, кН (119)

Крюковая мощность

Nкр = Pкр vд, кВт (120)

Удельный крюковой расход топлива

; г/кВт ч (121)

Тяговый КПД

; (122)

Программа расчета на ПЭВМ приведена в приложении 17.

**4.4 ПОСТРОЕНИЕ ТЯГОВОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТРАКТОРА**

Определив основные технико-экономические параметры двигателя и трактора в целом приступают к построению теоретической тяговой характеристики, которая позволяет получить наглядное представление о тяговых и топливо экономических показателях трактора на различных режимах его работы. Теоретическая тяговая характеристика состоит из двух частей - нижней и верхней. Нижняя часть графика имеет вспомогательное значение и служит для нанесения основных исходных параметров тракторного двигателя. В верхней части графика наносится ряд кривых, показывающих, как в заданных почвенных условиях, при установившемся движении на горизонтальном участке, в зависимости от нагрузки на крюке трактора изменяются его основные эксплуатационные показатели: буксование ведущих органов, скорость движения, тяговая мощность, удельный расход топлива и тяговый КПД трактора.

Графическое построение теоретической тяговой характеристики трактора производится в такой последовательности.

Лист чертежной или миллиметровой бумаги размером 594х420 делится на две части: верхнюю и нижнюю (рис.6). Затем посередине листа проводится ось абсцисс и от начала координат О' в принятом масштабе откладывается для каждой передачи максимальная касательная сила тяги, подсчитанная по формуле:

 (123)

и номинальная (124)

где Mе max - максимальный крутящий момент двигателя, кНм;

Mе н - крутящий момент двигателя при номинальной частоте вращения коленчатого вала;

iтрi - передаточное число трансмиссии на i-ой передаче;

тр - КПД трансмиссии;

Аi - коэффициент пропорциональности для i-ой передачи.

С учетом того , что касательная сила тяги трактора прямо пропорциональна крутящему моменту двигателя, по оси абсцисс от точки О' для каждой заданной передачи в принятом масштабе наносятся крутящие моменты двигателя Mе max и Mе н соответственно касательным силам тяги Pк max и Pк н . Вправо по оси абсцисс от точки О' до точки О откладывается величина силы сопротивления качению Pf. Полученная точка О будет являться началом координат непосредственно тяговой характеристики трактора. По оси абсцисс в масштабе касательной силы от точки О отсчитывается сила тяги на крюке трактора, определяемая по формуле

Pкр = Pк - Pf , а по оси ординат вверх для каждой передачи откладываются в своих масштабах тяговые показатели трактора в функции от усилия на крюке (буксование движителей, скорость движения, тяговая мощность на крюке, удельный расход топлива и тяговый КПД ).

Затем по оси ординат вниз наносятся масштабные шкалы эффективной мощности, часового расхода топлива и частоты вращения коленчатого вала двигателя с таким расчетом, чтобы графики в регуляторной зоне не пересекались. Далее с учетом того, что для каждой передачи будет свой масштаб , по оси крутящего момента строится регуляторная характеристика двигателя в функции Ме. При этом образуются пучки кривых Ne с общим центром в точке О`, кривые Gт с общим центром в точке Gтх и пучок кривых nе с общим центром в точке nех - соответствующие холостому ходу двигателя. Точки перегиба (вершины) кривых всех показателей регуляторной характеристики двигателя должны находиться на горизонтальной прямой и по вертикали соответствовать номинальным моментам двигателя. Нанесенные кривые на график регуляторной характеристики для каждой передачи должны заканчиваться при максимальных значениях крутящего момента.

При передаче части эффективной мощности двигателя через ВОМ пучки кривых Nе имеют общий центр в точке Nевом , пучки кривых Gт имеют общий центр в точке G'тх и пучки кривых nе - в точке n'е. Здесь Nевом, n'е и G'тх - мощность, частота вращения и часовой расход топлива соответствующие на регуляторной характеристике значению крутящего момента двигателя, передающего через ВОМ

 ,

Их значение удобнее всего определить по регуляторной характеристике как функции крутящего момента :

.

При построении регуляторных характеристик по результатам расчета на ПЭВМ, учитывая линейную связь крутящего момента двигателя, Рк и Ркр , удобнее откладывать значения параметров двигателя ( Ne, Gт, ne ) как функцию Ркр на соответствующей передаче, а на полученных графиках провести оси Ме ( по числу передач ) отметив на них лишь значения Ме max и Ме н.

**4.5 АНАЛИЗ РАСЧЕТНЫХ ПАРАМЕТРОВ ТРАКТОРА И ТЯГОВЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ТРАКТОРА**

В этом разделе, который, является заключительным по первой части курсовой работы, следует привести основные расчетные параметры трактора: эксплуатационную массу, мощность двигателя, часовой и удельный эффективный расход топлива на номинальном режиме, диапазон тяговых усилий и скоростей на различных передачах и сравнить их с параметрами трактора – прототипа.

Отметить на сколько соответствуют заданию полученные показания. Привести в виде таблиц и, рекомендуемая форма которой приведена ниже, основные показатели тяговой характеристики трактора для заданных агрофонов.

Таблица 11. Основные показатели тяговой характеристики трактора агрофон

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Параметр | Режим работы | Значения на передачах |
| 1 | 2 | 3 | ...... | Z |
| Nкр ,кВтРкр , кНVd, м/сδ, %ηт, %gкр, г/кВт\*ч | При номинальной загрузке ДВС. |  |  |  |  |  |
| Nкр ,кВтРкр , кНVd, м/сδ, %ηт, %gкр,г/кВтч | Ме мах |  |  |  |  |  |
| ηз |  |  |  |  |  |  |
| ηмах |  |  |  |  |  |  |

.

При анализе тяговой характеристики необходимо:

* назвать передачи, на которых достигается максимальная крюковая мощность и тяговый КПД;
* для каждой передачи указать диапазон тягового усилия, в которых реализуется наибольшая тяговая мощность;
* отметить, как отразилась изменение агрофона на основных показателях тяговой характеристики трактора и назвать причины влияния вл агрофона на показатели тяговой характеристики.