# *1 Назначение и устройство*

По исходным данным задания выбран прототип трактора «Кировец» К-700. Колесные трактора «Кировец» К-700 широко используют в с/х, строительно-ремонтных работах и др.

По универсальности трактор К-700 превосходит гусеничные, так как обладает высокими транспортными качествами. Его применение позволяет получать дополнительную экономию предприятиям.

Конструкция трактора К-700 приведена на рисунке 1 и состоит из следующих систем и агрегатов: моторной установки, трансмиссии, несущих систем, гидравлических систем управления поворотом и навесного устройства, тормозов и пневматической системы, электрооборудования, кабины и облицовки.

Оригинальная рама состоит из двух полурам, соединенных шарнирным устройством, обеспечивающим угловое смещение полурам в горизонтальной плоскости. Горизонтально расположенный шарнир предназначен для углового смещения полурам в поперечно-вертикальной плоскости.

Двигатель и системы моторной установки смонтированы на передней полураме. Двигатель запускают от электростартера. Для облегчения запуска двигателя в холодное время он оборудован системой предпускового обогрева.

Трансмиссия трактора состоит из полужесткой муфты с редуктором привода насосов (рисунок 2) коробки передач, мостов, карданных передач, вала отбора мощности.

Коробка передач механическая с шестернями постоянного зацепления и гидравлическим переключением передач. Передачи в рабочем режиме переключаются без разрыва мощности. Коробка передач укреплена на резиновых амортизаторах.

Мосты трактора ведущие. Прикреплены к полурамам стремянками. Каждый мост состоит из главной передачи с дифференциалом, механизма свободного хода с дифференциалом автоматической блокировки конечных передач и колесных тормозов.

***2 Описание работы гидроусилителя рулевого управления***

Гидравлическое рулевое управление применяется на четырехколесных тракторах большой мощности с рамой, где направление движения изменяется путем излома полурам трактора относительно вертикального шарнира, соединяющего эти полурамы. Рулевое управление состоит из гидроцилиндров поворота 10 (рисунок 3), соединяющих полурамы трактора, коробки запорных клапанов 13, золотникового распределителя 1, рулевой колонки 7, шестеренчатого масляного насоса 5, бака для масла 6, регулятора расхода масла 3, тяги обратной связи 9, предохранительного клапана 2.

Рулевое управление такой конструкции действует следующим образом. При прямолинейном движении трактора, когда рулевое колесо неподвижно, насос 5 нагнетает масло в регулятор 3. Основной поток масла проходит через дроссельное отверстие 4 к распределителю 1, а избыток масла сливается в бак 6. В это время оба клапана в коробке 11 запирают полости гидроцилиндров 10, препятствуя самопроизвольному повороту трактора. При повороте трактора влево золотник смещается влево, и масло идет в полость коробки запорных клапанов 11. Под давлением масла открывается правый клапан для подачи масла в гидроцилиндры.

Одновременно открывается проход масла по левому каналу. После этого масло начинает поступать в рабочие полости гидроцилиндров 10 и одновременно сливается из противоположных полостей цилиндров в полость коробки запорных клапанов и далее через полости распределителя - в бак. Под давлением масла в гидросистеме поршни со штоками перемещаются в разные стороны, поворачивая полурамы трактора относительно друг друга в сторону левого поворота, сектор 8 через следящее устройство 9 поворачивоется в сторону, противоположную смещению золотника. Усилием пружин центрирующего устройства золотник возвращается в нейтральное положение, и поворот трактора прекращается. Чтобы продолжить поворот, следует продолжить поворот рулевого колеса.

 При повороте трактора вправо рулевое колесо вращается вправо и золотник смещается вправо. При этом масло подается в противоположные полости гидроцилиндров и трактор движется направо.

#  *3 Определение массы тягача*

 Полная масса тягача определяется из условия создания заданной силы тяги, так чтобы буксование не превышало допускаемых пределов с учетом временных случайных перегрузок.

 Масса тягача:

 , (1)

где Δ - коэффициент перегрузки, (Δ=1,3 [1]);

 Fп – сила тяги на крюке, Н (Fп=36 кН);

 f – коэффициент сопротивления перекатыванию, (f=0,06 [1]);

 ϕн – коэффициент сцепления в номинальном режиме тяги:

 ϕн=0,8ϕmax, (2)

 ϕmax – максимальный коэффициент сцепления, (ϕmax=0,65 [1]);

 ϕн=0,8⋅0,65=0,52.

 λ - коэффициент нагрузки на ведущие колеса, (λ =1 [1]).

  кг.

# *4 Выбор шин тягача*

При выборе шин необходимо определить радиальную нагрузку, приходящуюся на ведущие и управляемые колеса. При четырех ведущих колесах нагрузка на задний и передний мосты будет одинакова, поэтому коэффициент учитывающий распределение нагрузки будет равен *ψ=0,5*. Тогда:

 , (3)

  Н.

 По [2] в зависимости от нагрузки выбраны для всех колес шины 14.00-20 со следующими характеристиками:

 Наружный диаметр: *D=1220 18 мм;*

 Ширина профиля: *B=375 12 мм;*

 Статический радиус: *rk=5559 мм;*

 Давление в шине*: p=0,25МПа;*

 Допустимая нагрузка на шину: *F=28 кН*.

# *5 Определение мощности ДВС*

Мощность двигателя тягача определяют из условия получения заданной силы тяги на крюке в номинальном режиме.

 Мощность двигателя из условия получения заданной силы тяги:

 , (4)

где χэ – коэффициент эксплуатационной нагрузки, (χэ=0,75 [1]);

 ηтр – к. п. д. трансмиссии, (ηтр=0,9 [1]);

 ηr – к. п. д. движителя, (ηr=0,95 [1]);

 δн – коэффициент буксования в номинальном режиме, (δн=0,2 [1]);

 Vд – действительная скорость, м/с (Vд=1,166 м/с).

 .

 Мощность двигателя должна быть достаточной для обеспечения заданной максимальной скорости. Исходя из этого:

  , (5)

где GT - сила тяжести тягача, Н (GT = 103710 Н);

 кв – коэффициент обтекаемости, (кв=0,7 [1]);

 A – лобовая площадь тягача, м2 ;

 *A = B∙H*, (6)

 *A = 3,5∙2=7 м2*

  *кВт.*

# *6 Расчет внешней характеристики ДВС*

Текущее значение мощности:

 , (6)

где a, b – эмпирические коэффициенты, (a=0,7; b=1,3 [1]).

 Крутящий момент на валу:

 TE=1000PE/ωЕ, (7)

 Полученные значения PE и TE занесены в таблицу 1, а внешняя характеристика показана вместе с тяговой, на рисунке 4 .

Таблица 1

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| nE/np | 0,2 | 0,4 | 0,6 | 0,8 | 1,0 | 1,2 |
| n, об/мин | 320 | 640 | 960 | 1280 | 1600 | 1920 |
| ω, рад/с | 33,5 | 67 | 100,5 | 134 | 167,5 | 201 |
| PE, кВт | 16,4 | 37,7 | 59,8 | 78,3 | 89 | 87,6 |
| TE, Н⋅м | 489,6 | 562,7 | 595 | 584 | 531,3 | 391 |

#  *7 Выбор передаточных чисел трансмиссии тягача*

 Общее передаточное число трансмиссии распределяются между отдельными ее элементами в зависимости от кинематической схемы. В целях снижения нагрузки на детали трансмиссии целесообразно увеличивать передаточное число конечных передач, т. е. бортовых редукторов. В нашем случае передаточное отношение бортового редуктора принято iбр=5[3]. Передаточное число главной передачи принято iгл=1,15[3].

 В диапазоне основных (рабочих) скоростей передаточное число трансмиссии на первой передаче определяется из условия реализации двигателем максимальной силы тяги по сцеплению:

 , (8)

где rк – радиус качения колеса, м (rк=0,73 м).

 

 Из условия получения заданной скорости:

  (9)

где ωН – номинальная угловая скорость двигателя, рад/с (ωН = 167,5 рад/с)

 

 Принимаем большее из двух значений. Для расчета передаточных чисел на других передачах в диапазоне рабочих скоростей принимаем знаменатель геометрической прогрессии равный для колесных тягачей q=0,8 [1].

 В диапазоне рабочего хода принимаем шесть передач. Рассчитываем их передаточные отношения:

 

  (10)

 Все полученные данные сводим в таблицу 2.

 В диапазоне вспомогательных скоростей принимаем 3 передачи со скоростями:

Vп1=0,5 м/c; Vп2=0,75 м/c; Vп3=1 м/c. Рассчитываем их передаточные отношения по формуле (9).

 Все полученные данные сводим в таблицу 2.

 В диапазоне транспортных скоростей принимаем три передачи со скоростями (из условия комфортабельности водителя q=0,65 [1]): Vт1=14,5 км/ч; Vт2=22,5 км/ч; Vт3=30 км/ч. Расчет передаточных отношений производим по формуле (9) и результаты сводим в таблицу 2.

 Скорости движения на каждой передаче определяем по формуле:

  (11)

 Передаточное число коробки перемены передач для каждой передачи определяем по формуле:

  (12)

 Полученные результаты сводим в таблицу 2.

 Схема трансмиссии тягача приведена на рисунке 2, а потоки мощности на каждую передачу сведены в таблицу 3.

 Таблица 2

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Передача | 1П | 2П | 3П | 1Р | 2Р | 3Р | 4Р | 5Р | 6Р | 1Тр | 2Тр | 3Тр |
| ii | 260 | 173 | 130 | 111 | 89 | 71 | 57 | 45,5 | 36,5 | 32 | 21 | 15,5 |
| iкппi  | 45 | 30 | 22,6 | 19,3 | 15,4 | 12,3 | 10 | 8 | 6,3 | 5,6 | 3,7 | 2,7 |
| Vi, м/с | 0,5 | 0,75 | 1 | 1,25 | 1,55 | 1,9 | 2,3 | 2,8 | 3,3 | 4 | 6,3 | 8,3 |

 Таблица 3

|  |  |
| --- | --- |
| Передача | Путь |
| 1П |  IV -17 – 22 – 23 – 24(29) - VI(VII) - - 26(28) –25(27)1 – 2 – 3 – 7 – 8 – 12 – 20 – 14 – 18 – 21 - IV  IV -30 – 31 – 34 – 33(32) – V(VIII)- -36(38) – 35(37)  |
| 2П |  IV -17 – 22 – 23 – 24(29) - VI(VII) - - 26(28) –25(27)1 – 2 – 3 – 7 – 10 – 13 – 20 – 14 - 18 – 21 – IV IV -30 – 31 – 34 – 33(32) – V(VIII)- -36(38) – 35(37)  |
| 3П |  IV -17 – 22 – 23 – 24(29) - VI(VII) - - 26(28) –25(27)1 – 2 – 3 – 7 – 10 – 13 – 20 – 15 – 19 – 21 – IV IV -30 – 31 – 34 – 33(32) – V(VIII)- -36(38) – 35(37)  |
| 1Р |  IV -17 – 22 – 23 – 24(29) - VI(VII) - - 26(28) –25(27)1 – 2 – 4 – 9 – 8 – 12 – 20 – 14 – 18 – 21 - IV IV -30 – 31 – 34 – 33(32) – V(VIII)- -36(38) – 35(37)  |
| 2Р |  IV -17 – 22 – 23 – 24(29) - VI(VII) - - 26(28) –25(27)1 – 2 – 4 – 9 – 10 – 13 – 20 – 14 – 18– 21 – IV  IV -30 – 31 – 34 – 33(32) – V(VIII)- -36(38) – 35(37)  |
| 3Р |  IV -17 – 22 – 23 – 24(29) - VI(VII) - - 26(28) –25(27)1 – 2 – 3 – 9 – 10 – 13 – 20 – 15 –19 – 21 – IV IV -30 – 31 – 34 – 33(32) – V(VIII)- -36(38) – 35(37)  |
| 4Р |  IV -17 – 22 – 23 – 24(29) - VI(VII) - - 26(28) –25(27)1 – 2 – 3 – 9 – 8 – 12 – 20 –15 – 19– 21 – IV  IV -30 – 31 – 34 – 33(32) – V(VIII)- -36(38) – 35(37)  |
| 5Р |  IV -17 – 22 – 23 – 24(29) - VI(VII) - - 26(28) –25(27)1 – 2 – 3 – 11 – 8 – 12 – 20 – 14 – 18 – 21 - IV IV -30 – 31 – 34 – 33(32) – V(VIII)- -36(38) – 35(37)  |
| 6Р |  IV -17 – 22 – 23 – 24(29) - VI(VII) - - 26(28) –25(27)1 – 2 – 5 – 11 – 10 – 13 – 20 – 15 –19 – 21 – IV  IV -30 – 31 – 34 – 33(32) – V(VIII)- -36(38) – 35(37)  |
| 1Тр |  IV -17 – 22 – 23 – 24(29) - VI(VII) - - 26(28) –25(27)1 – 2 – 4 – 9 – 8 – 12 – 20 –15 – 19 – 21 - IV IV -30 – 31 – 34 – 33(32) – V(VIII)- -36(38) – 35(37)  |
| 2Тр |  IV -17 – 22 – 23 – 24(29) - VI(VII) - - 26(28) –25(27)1 – 2 – 5 – 11 – 10 – 13 – 20 –14 – 18 – 21 - IV IV -30 – 31 – 34 – 33(32) – V(VIII)- -36(38) – 35(37)  |
| 3Тр |  IV -17 – 22 – 23 – 24(29) - VI(VII) - - 26(28) –25(27)1 – 2 – 5 – 11 – 10 – 13 – 20 –15 – 19 – 21 - IV IV -30 – 31 – 34 – 33(32) – V(VIII)- -36(38) – 35(37)  |

  ***8 Геометрические характеристики проходимости тягача***

К геометрическим характеристикам проходимости относятся: дорожный просвет δ, углы въезда и съезда, радиусы продольной Rпр и поперечной Rпоп проходимости.

 Дорожный просвет δ определяется положением крайней нижней точки картера двигателя. Принимаем по прототипу δ = 405 мм [4].

 Радиус поперечной проходимости можно определить по формуле:

  (13)

где B – колея, мм (В = 1683 мм [4]);

 

 Радиус продольной проходимости:

  (14)

где rk – радиус качения колеса, мм (rk = 730 мм);

 L – база, мм (L = 3200 мм, [4]);

 

 Углы въезда αп и съезда βп назначаем по рекомендации [1]: αп = βп = 65°

 ***9 Построение тяговой характеристики машины***

 В первом квадранте строим кривую буксования (рисунок 4). Для колесного движителя используем формулу:

  (15)

где A, B, n – коэффициенты, зависящие от типа влажности грунта, давления в шине и т. п. (Для свежесрезанного грунта и давления в шине р = 0,3 МПа: A =0,12, B =14,79, n = 6 [1]);

 Fi – текущее значение силы тяги;

 GT – сцепной вес, Н (GT = 169,6 кН).

 Результаты расчета сводим в таблицы 4, 5, 6.

 Находим силу сопротивления качению:

  (16)

 

 Найденное значение откладываем влево от начала координат. Точка О1 будет началом координат для силы Fk. Во втором квадранте для основных передач строим внешнюю характеристику двигателя ne=f(Te) и Pe=f(Te).

 В первом квадранте для основных передач строим “лучевые” графики:

  (17)

где T = 994 Н⋅м, ηтр=0,93, rk=0,73м;

 Для первой рабочей (i=111): Fk1=140,5 кН;

 Для второй рабочей (i=86): Fk1=112,7 кН;

 Для третьей рабочей (i=71): Fk1=90 кН.

 Строим основную зависимость тяговой характеристики:

  (18)

 Результаты расчетов сводим в таблицы 4, 5, 6.

 Строим зависимость тяговой мощности PT = f(Fi):

  (19)

 Результаты расчетов сводим в таблицы 4, 5, 6.

 Зависимость тягового коэффициента ηт=f(Fi):

  (20)

 Таблица 4 – Первая рабочая (i=111)

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| F, кН | 10 | 20 | 30 | 40 | 50 | 60 | 70 | 80 | 90 | 95 | 100 | 105 | 108 |
|  | 0,007 | 0,015 | 0,21 | 0,03 | 0,045 | 0,071 | 0,12 | 0,22 | 0,4 | 0,52 | 0,7 | 0,9 | 1 |
| V, м/с | 1,44 | 1,43 | 1,42 | 1,4 | 1,38 | 1,33 | 1,26 | 1,12 | 0,86 | 0,69 | 0,43 | 0,14 | 0 |
| Pт, кВт | 14,4 | 28,6 | 42,6 | 56 | 69 | 80 | 88,2 | 89,6 | 77,4 | 65,5 | 43 | 14,7 | 0 |
| Pе, кВт | 35 | 47 | 60 | 70 | 83 | 95 | 109 | 120 | 134 | 140 | 145 | 152 | 155 |
|  | 0,41 | 0,6 | 0,71 | 0,8 | 0,83 | 0,84 | 0,81 | 0,75 | 0,58 | 0,47 | 0,3 | 0,1 | 0 |

 Таблица 5 – Вторая рабочая (i=89)

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| F, кН | 10 | 20 | 30 | 40 | 50 | 60 | 70 | 80 | 90 | 95 | 100 | 105 | 108 |
|  | 0,007 | 0,015 | 0,21 | 0,03 | 0,045 | 0,071 | 0,12 | 0,22 | 0,4 | 0,52 | 0,7 | 0,9 | 1 |
| V, м/с | 1,76 | 1,75 | 1,74 | 1,72 | 1,69 | 1,65 | 1,56 | 1,38 | 1,06 | 0,85 | 0,53 | 0,17 | 0 |
| Pт, кВт | 17,6 | 35 | 52,2 | 68,8 | 84,5 | 100 | 109 | 110 | 95,4 | 80,8 | 53 | 18 | 0 |
| Pе, кВт | 38 | 55 | 70 | 80 | 97 | 115 | 128 | 145 | 155 | 158 | 160 | 155 | 143 |
|  | 0,46 | 0,64 | 0,74 | 0,86 | 0,88 | 0,87 | 0,85 | 0,76 | 0,61 | 0,51 | 0,33 | 0,12 | 0 |

 Таблица 6 – Третья рабочая (i=71)

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| F, кН | 10 | 20 | 30 | 40 | 50 | 60 | 70 | 80 | 90 | 95 | 100 | 105 | 108 |
|  | 0,007 | 0,015 | 0,21 | 0,03 | 0,045 | 0,071 | 0,12 | 0,22 | 0,4 | 0,52 | 0,7 | 0,9 | 1 |
| V, м/с | 2,19 | 2,17 | 2,16 | 2,14 | 2,11 | 2,05 | 1,93 | 1,72 | 1,32 | 1,05 | 0,66 | 0,22 | 0 |
| Pт, кВт | 21,9 | 43,4 | 64,8 | 85,6 | 105,5 | 123 | 135 | 137,6 | 119 | 100 | 66 | 23 | 0 |
| Pе, кВт | 43 | 63 | 80 | 95 | 118 | 135 | 155 | 160 | - | - | - | - | - |
|  | 0,51 | 0,68 | 0,81 | 0,89 | 0,9 | 0,91 | 0,87 | 0,86 | - | - | - | - | - |

##### *Список литературы*

1. Краткие методические указания к выполнению курсовой работы по дисциплине “АТТ”/ сост. Ю.Н. Сырямин. Новосибирск, 1995. 29 с.
2. Проектирование землеройно – транспортных машин: методические указания / сост. Ю.Н. Сырямин, Р.Г. Коламеец. Новосибирск, 1981. 41 с.
3. Тяговые характеристики сельскохозяйственных машин: Альбом – справочник. М., 1979. 239 с.
4. Брянский Ю.А. и др. Тягачи строительных и дорожных машин. М., 1976. 359 с.
5. Пантюхин М.Г. и др. Тракторы “Кировец”: устройство и эксплуатация. М., 1978. 342 с.
6. СТО СГУПС 1.01СДМ.01-2007. Курсовой и дипломный проекты. Требования к оформлению. Новосибирск 2007. 59 с.