Министерство образования и науки РФ

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования

«Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет

(СибАДИ)»

Кафедра ТНКИ

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА

КП-ТМ-СДМ-10.01.ПЗ

обозначение

К курсовому проекту (работе)

по дисциплине Тяговая механика строительных и дорожных машин

Колесная машина

АвторГончаров В.Д. гр. НТКб-17Z1

ФИО группа

Руководительк.т.н., доц. Лиошенко В.И.

должность ФИО

Проект защищен\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_

число оценка

Омск – 2020.

Содержание

|  |  |
| --- | --- |
| Введение……………………………………………………………………..... | 3 |
| 1 | **Техническая характеристика……………………….………………………** | 4 |
| 2 | **Построение кривой буксования………………………………………...** | 6 |
| 3 | **Определение сопротивления движению…………..…………………...** | 8 |
| 4 | **Построение кривой окружной силы движителя……………………..** | 9 |
| 5 | **Построение зависимости действительной скорости движения………** | 11 |
| 6 | **Построение кривой часового расхода топлива………………………..** | 13 |
| 7 | Построение производных зависимостей тяговой характеристики.. | 14 |
| 7.1 | Построение кривой тяговой мощности……………….……………… | 14 |
| 7.2 | Построение кривой удельного расхода топлива…………………… | 14 |
| 7.3 | Построение кривой тягового КПД………………………………….. | 15 |
| Заключение………………………………………………………………… | 17 |
| Список использованных источников……………………………………... | 18 |

Введение

Тяговые показатели трактора и эффективность его использования в строительных работах в соответствии с назначением и условиями эксплуатации зависят от правильного выбора основных параметров: силы тяжести, мощности и вида регуляторной характеристики двигателя, передаточных чисел трансмиссии. При выполнении тягового расчета трактора определяется сопротивление при работе, анализ его основных эксплуатационных свойств. Все расчеты проводятся в Международной системе единиц измерения физических величин.

Тяговые качества оцениваются тяговыми характеристиками, которые представляют собой графическое выражение реальных выходных тяговых параметров строительно-дорожных, определенных результатами совместной работы движителя, трансмиссии и двигателя.

**1Техническая характеристика**

**Трактор МТЗ 82 (Беларус) - это агрегат Минского тракторного завода (МТЗ), он оснащен двигателем мощностью в 58 кВт, является универсальным трактором класса 1,4. Главное предназначение трактора МТЗ 82 - это выполнения различных сельскохозяйственных и строительных работ с навесными, полунавесными и прицепными машинами и орудиями. Для этого в базовой комплектации он располагает двумя парами выводов гидросистемы и оборудован механической навеской и поперечиной прицепного устройства. Кроме того, тракторы МТЗ-82 могут использоваться для выполнения трудоемких работ в агрегате с экскаваторами, бульдозерами, погрузчиками, а также на специальных транспортных работах и для привода различных стационарных машин.**

**Таблица 1 – Основные технические параметры трактора МТЗ-82**

|  |  |
| --- | --- |
| Характеристика | Значение |
| Трактор | МТЗ-82 |
| Тип движетеля | Колесный |
| Марка двигателя | Д-240 |
| Номинальная мощность двигателя | 58 кВт |
| Рассматриваемая передача |  |
| Типоразмер шин ведущих колес  | 15,5R38 /  |
| Динамический радиус ведущего колеса |  |
| Передаточное число на передаче | $$i=$$ |
|  |  |
|  |  |
|  |  |
| Масса эксплуатационная | 4000 кг |
| Грунт | Плотный свежесрезанный суглинок |
| Давление воздуха в шинах |  МПа |
| Нагрузка на заднюю ведущую ось | 24400 Н |

**В таблице 1 приведены основные технические характеристики, необходимые для расчетов, а на рисунке 1 изображен общий вид трактора МТЗ-82.**



Рисунок 1 – Трактор МТЗ-82

На рисунке 2 представлена регуляторная характеристика двигателя Д-240.



Рисунок 2 – Регуляторная характеристика двигателя Д-240

**2 Построение кривой буксования**

Коэффициент буксования определяется по формуле [1].

$δ=\left[A∙\left(\frac{T}{R}\right)+B∙(\frac{T}{R})^{n}\right]∙100\%$, (2)

где А, B, n– коэффициенты, зависящие от типа шин, рисунка протектора, давления воздуха, вида, состояния и влажности грунта;

T – сила тяги, Н;

R – реакция грунта на ведущую ось, Н.

Согласно исходным данным: грунт – плотный свежесрезанный суглинок, примем давление в шинах 0,16 МПа, тогда имеем следующие значения коэффициентов: $A=0,1;B=5,48;n=8$.

При расчете коэффициента буксования зададимся силой тяги на крюке и произведем расчет до 100% по формуле 2.

$$δ\_{0}=\left[0,1∙\left(\frac{0}{24 400}\right)+5,48∙(\frac{0}{24 400})^{8}\right]∙100\%=0\%$$

$$δ\_{10500}=\left[0,1∙\left(\frac{10 500}{24 400}\right)+5,48∙(\frac{10 500}{24 400})^{8}\right]∙100\%=4,00\%$$

$$δ\_{12500}=\left[0,1∙\left(\frac{12 500}{24 400}\right)+5,48∙(\frac{12 500}{24 400})^{8}\right]∙100\%=7,70\%$$

$$δ\_{15000}=\left[0,1∙\left(\frac{15000}{24 400}\right)+5,48∙(\frac{15 000}{24 400})^{8}\right]∙100\%=17,30\%$$

$$δ\_{17000}=\left[0,1∙\left(\frac{17 000}{24 400}\right)+5,48∙(\frac{17 000}{24 400})^{8}\right]∙100\%=37,40\%$$

$$δ\_{18000}=\left[0,1∙\left(\frac{18 000}{24 400}\right)+5,48∙(\frac{18 000}{24 400})^{8}\right]∙100\%=55,40\%$$

$$δ\_{19000}=\left[0,1∙\left(\frac{19 000}{24 400}\right)+5,48∙(\frac{19 000}{24 400})^{8}\right]∙100\%=81,85\%$$

$$δ\_{19500}=\left[0,1∙\left(\frac{19 500}{24 400}\right)+5,48∙(\frac{19 500}{24 400})^{8}\right]∙100\%=99,94\%$$

Полученные данные занесем в таблицу 2.

Таблица 2 – Расчет значений коэффициента буксования

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Т,Н | $$\frac{T}{R}$$ | $$A∙\frac{T}{R}$$ | $$\left(\frac{T}{R}\right)^{n}$$ | $$B∙\left(\frac{T}{R}\right)^{n}$$ | $$δ,\%$$ |
| 0 | 0.00 | 0.00 | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| 9250 | 0.38 | 0.04 | 0.00 | 0.00 | 4.02 |
| 12500 | 0.51 | 0.05 | 0.00 | 0.03 | 7.72 |
| 15000 | 0.61 | 0.06 | 0.02 | 0.11 | 17.33 |
| 17000 | 0.70 | 0.07 | 0.06 | 0.30 | 37.39 |
| 18000 | 0.74 | 0.07 | 0.09 | 0.48 | 55.44 |
| 19000 | 0.78 | 0.08 | 0.14 | 0.74 | 81.87 |
| 19520 | 0.80 | 0.08 | 0.17 | 0.92 | 99.94 |

На основании расчетных данных таблицы 2 строим кривую буксования в квадранте I, на миллиметровке.

**3 Определение сопротивления движению**

Силу сопротивления качению машины определим по формуле[1].

$P\_{f}=G∙f$, (3)

где $G$ – сила тяжести трактора, Н;

$f$ – коэффициент сопротивления качению, $f=0,05$ (для плотного свежесрезанного суглинка и давлению в шинах 0,16 МПа)[1].

$$P\_{f}=4000∙9,81∙0,05=1962Н.$$

Найденное значение$P\_{f}$ отложим влево от точки О в масштабе силы тяги и обозначим полученную точку $О\_{1}$. Из точки О1 проведем ось Рк параллельно оси Т в том же масштабе.

**4 Построение кривой окружной силы движителя**

Для построения окружной силы движителя разместим во II квадранте регуляторную характеристику двигателя в функции крутящего момента $N\_{e}=f(M\_{e})$, $G\_{e}=f(M\_{e})$, $n\_{e}=f(M\_{e})$. Исходя из рисунка 2, построим таблицу 3.

Таблица 3 – Значения параметров

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| $$N\_{e}, кВт$$ | $$n\_{e},об/мин$$ | $$M\_{e}, Н∙м$$ | $$G\_{e}, кг/ч$$ |
| 0 | 2375 | 0 | 3,3 |
| 10 | 2350 | 43,8 | 5 |
| 20 | 2300 | 87,5 | 6,8 |
| 30 | 2275 | 131,3 | 8,8 |
| 40 | 2250 | 168,8 | 10,8 |
| 50 | 2220 | 212,5 | 12,8 |
| 59 | 2200 | 256,5 | 14,8 |
| 57 | 2000 | 272,0 | 14,3 |
| 54 | 1800 | 283,0 | 13,9 |
| 49 | 1600 | 292,0 | 13,5 |
| 44 | 1400 | 298,0 | 13,0 |

Окружная сила колесного движителя определяется по формуле [1, с. 113]

$P\_{k}=\frac{M\_{e}∙i\_{M}∙η\_{M}}{r\_{∂}}$, (4)

где $M\_{e}$ – крутящий момент двигателя, Н\*м;

$i\_{M}$ – передаточное число трансмиссии для первой передачи, $i\_{M}=37,634$;

$η\_{M}$ – КПД трансмиссии для первой передачи, $η\_{M}=0,95$[2];

$r\_{∂}$ – динамический радиус колеса, определяемый по формуле 5, м.

$r\_{∂}=0,93∙r\_{0},$ (5)

где $r\_{0}$ – свободный радиус ведущего колеса, м, $r\_{0}=0,785 м$.

$r\_{∂}=0,93∙0,785=0,730 м$.

Зададим крутящий момент двигателя $M\_{e}=0 Н∙м$ и $M\_{e}=256,5 Н∙м$, поскольку $P\_{k}=f(М)$ – линейная зависимость, для построения графика достаточно двух точек.

$$P\_{k}=\frac{0∙37,634∙0,95}{0,730}=0 Н.$$

$$P\_{k}=\frac{256,5∙37,634∙0,95}{0,730}=12562,28 Н.$$

По полученным значениям в I квадранте для первой передачи строим зависимость $P\_{k}=f(М\_{e})$.

**5 Построение зависимости действительной скорости движения**

Действительная скорость движения машины определяется из формулы

$ϑ\_{∂}=0,377∙\frac{n\_{ei}∙r\_{∂}}{i\_{M}}∙\left(1-\frac{δ\_{i}}{100}\right)$, (6)

где $ϑ\_{∂}$ – действительная скорость движения машины, км/ч;

$n\_{ei}$ – число оборотов двигателя, об/мин;

$r\_{∂}$ – динамический радиус, м, $r\_{∂}=0,827 м$;

$i\_{M}$ – передаточное число трансмиссии для первой передачи, $i\_{M}=37,634$;

$δ\_{i}$ – коэффициент буксования, %, $δ\_{i}$ из таблицы 2.

Максимальное значение действительной скорости движения машины $ϑ\_{∂}$ определяется при $T=0 Н,δ=0\% $.

Задавая силу тяги, на пересечениях восстановленных перпендикуляров с кривыми$δ$и$n\_{e}$во втором квадранте,найдем значения действительной скорости:

$$ϑ\_{∂}=0,377∙\frac{2375∙0,730}{37,634}∙\left(1-\frac{0}{100}\right)=17,37 км/ч$$

$$ϑ\_{∂}=0,377∙\frac{2350∙0,730}{37,634}∙\left(1-\frac{1,75}{100}\right)=16,88 км/ч$$

$$ϑ\_{∂}=0,377∙\frac{2300∙0,730}{37,634}∙\left(1-\frac{3,5}{100}\right)=16,23 км/ч$$

$$ϑ\_{∂}=0,377∙\frac{2290∙0,730}{37,634}∙\left(1-\frac{4,0}{100}\right)=16,08 км/ч$$

$$ϑ\_{∂}=0,377∙\frac{2275∙0,730}{37,634}∙\left(1-\frac{6,5}{100}\right)=15,56 км/ч$$

$$ϑ\_{∂}=0,377∙\frac{2250∙0,730}{37,634}∙\left(1-\frac{7,7}{100}\right)=15,19 км/ч$$

$$ϑ\_{∂}=0,377∙\frac{2220∙0,730}{37,634}∙\left(1-\frac{17,3}{100}\right)=13,43 км/ч$$

$$ϑ\_{∂}=0,377∙\frac{2200∙0,730}{37,634}∙\left(1-\frac{37,4}{100}\right)=10,07 км/ч$$

$$ϑ\_{∂}=0,377∙\frac{2180∙0,730}{37,634}∙\left(1-\frac{55,4}{100}\right)=7,11 км/ч$$

Полученные данные занесем в таблицу 4.

Таблица 4 – Значения действительной скорости

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Т,Н | $$n\_{e},об/мин$$ | $$δ,\%$$ | $ϑ\_{∂}$, км/ч |
| 0 | 2375 | 0 | 17.37 |
| 4000 | 2350 | 1.75 | 16.88 |
| 8000 | 2300 | 3.50 | 16.23 |
| 10600 | 2290 | 4.00 | 16.08 |
| 12000 | 2275 | 6.50 | 15.56 |
| 12500 | 2250 | 7.70 | 15.19 |
| 15000 | 2220 | 17.30 | 13.43 |
| 17000 | 2200 | 37.40 | 10.07 |
| 18000 | 2180 | 55.40 | 7.11 |

На основании полученных расчетных значений строим основную зависимость тяговой характеристики – действительную скорость движения машины $ϑ\_{∂}=f(T)$.

6 **Построение кривой часового расхода топлива**

Строим основную зависимость тяговой характеристики – кривую часового расхода топлива $G\_{т}=f(T)$. Численные значения T и Ge берем из графика и заносим в таблицу 5.

Таблица 5 – Значение часового расхода топлива

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| Т,Н | $$n\_{e},об/мин$$ | $$δ,\%$$ | $ϑ\_{∂}$, км/ч | $$G\_{т},кг/ч$$ |
| 0 | 2375 | 0,0 | 17,37 | 3,3 |
| 4000 | 2350 | 1,75 | 16,88 | 8,4 |
| 8000 | 2300 | 3,50 | 16,23 | 12,5 |
| 10600 | 2290 | 4,0 | 16,08 | 14,8 |
| 12560 | 2250 | 7,7 | 15,19 | 13,0 |

7 Построение производных зависимостей тяговой характеристики

7.1 Построение кривой тяговой мощности

Тяговая мощность определяется по формуле

$N\_{T}=0,000272∙ϑ\_{∂}∙T\_{i}$, (7)

где $N\_{T}$ – тяговая мощность, кВт,

$ϑ\_{∂}$– действительная скорость движения машины, км/ч (из таблицы 5);

$T\_{i}$ – сила тяги, Н (из графика).

Задаваясь значениями силы тяги Т по графику и действительной скорости движения машины $ϑ\_{∂}$, рассчитаем тяговую мощность:

$$N\_{T}=0,000272∙17,37∙0=0 кВт$$

$$N\_{T}=0,000272∙16,88∙4000=18,37 кВт$$

$$N\_{T}=0,000272∙16,23∙8000=35,32 кВт$$

$$N\_{T}=0,000272∙16,15∙9000=39,54 кВт$$

$$N\_{T}=0,000272∙16,08∙10600=46,36 кВт$$

$$N\_{T}=0,000272∙15,19∙12560=51,89 кВт$$

Полученные значения занесем в таблицу 6.

Таблица 6 – Значения тяговой мощности

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Т,Н | $ϑ\_{∂}$, км/ч | $$N\_{т},кВт$$ |
| 0 | 17,37 | 0 |
| 4000 | 16,88 | 18,37 |
| 8000 | 16,23 | 35,32 |
| 9000 | 16,15 | 39,54 |
| 10600 | 16,08 | 46,36 |
| 12560 | 15,19 | 51,89 |

По рассчитанным значениям построим кривую тяговой мощности.

7.2 Построение кривой удельного расхода топлива

Удельный расход топлива определяется по формуле

$g\_{T}=1000∙\frac{∙G\_{Ti}}{N\_{Ti}}$, (8)

где $g\_{T}$ – удельный расход топлива, г/(кВт\*ч);

$G\_{Ti}$ – часовой расход топлива, кг/ч;

$N\_{Ti}$ – тяговая мощность, кВт.

Задаваясь силой тяги, тяговой мощностью и часовым расходом топлива из графика, рассчитаем удельный расход топлива:

$$g\_{T}=1000∙\frac{3,3}{0}=\infty г/(кВт∙ч)$$

$$g\_{T}=1000∙\frac{8,4}{18,4}=456,52 г/(кВт∙ч)$$

$$g\_{T}=1000∙\frac{12,5}{35,3}=354,11 г/(кВт∙ч)$$

$$g\_{T}=1000∙\frac{13}{39,5}=334,18 г/(кВт∙ч)$$

$$g\_{T}=1000∙\frac{14,8}{46,4}=318,97 г/(кВт∙ч)$$

$$g\_{T}=1000∙\frac{13,0}{51,90}=250,48 г/(кВт∙ч)$$

Полученные данные внесем в таблицу 7.

Таблица 7 – Значения удельного расхода топлива

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Т,Н | $G\_{T}$, кг/ч | $$N\_{т},кВт$$ | $$g\_{T}, г/(кВт∙ч)$$ |
| 0 | 3,3 | 0 | $$\infty $$ |
| 4000 | 8,4 | 18,4 | 456,52 |
| 8000 | 12,5 | 35,3 | 354,11 |
| 9000 | 13,2 | 39,5 | 334,18 |
| 10600 | 14,8 | 46,4 | 318,97 |
| 12560 | 13,0 | 51,90 | 250,48 |

На основании расчетов построим кривую удельного расхода топлива.

7.3 Построение кривой тягового КПД

Тяговый КПД определяется по формуле

$η\_{T}=\frac{N\_{Ti}}{N\_{еi}}$, (9)

где $N\_{Ti}$ – тяговая мощность, рассчитанная в зависимости от силы тяги, кВт;

$N\_{еi}$ – тяговая мощность в функции крутящего момента, кВт.

Задаемся силой тяги, тяговой мощностью $N\_{T}$из таблицы 6, а эффективной тяговой мощностью $N\_{е}$ из графика, проводим расчет

$$η\_{T}=\frac{0}{9}=0$$

$$η\_{T}=\frac{18,4}{28,5}=0,65$$

$$η\_{T}=\frac{35,3}{49}=0,72$$

$$η\_{T}=\frac{39,5}{55}=0,72$$

$$η\_{T}=\frac{46,4}{58}=0,80$$

Полученные данные внесем в таблицу 8.

Таблица 8 – Значения тягового КПД

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Т,Н | $$N\_{т},кВт$$ | $$N\_{е},кВт$$ | $$η\_{T}$$ |
| 0 | 0 | 9 | 0 |
| 4000 | 18,4 | 28,5 | 0,65 |
| 8000 | 35,3 | 49 | 0,72 |
| 9000 | 39,5 | 55 | 0,72 |
| 10600 | 46,4 | 58 | 0,80 |

На основании расчетов и таблицы 8 построим кривую тягового КПД.

Заключение

Трактор МТЗ-82 является распространенной машиной для проведения сельскохозяйственных, строительных работ. В связи с этим возникает необходимость не только знать его устройство и технические характеристики, но и уметь проводить эксплуатационные расчеты. В практике эксплуатационных расчётов часто возникает необходимость определения эксплуатационных показателей машин. Чаще всего это требуется при расчете состава машинно-тракторных агрегатов, при проектировании технологических процессов и т.д.

Основными показателями эксплуатационных свойств трактора являются мощность двигателя, движущая сила, тяговое усилие, скорость движения и другие параметры, расчет которых был проведен в данной работе.

В реальных условиях в состав машинно-тракторных агрегатов могут входить различное количество рабочих машин с соответствующими сцепками и дополнительными устройствами, поэтому основной задачей является определение влияния различных факторовна эксплуатационные показатели агрегатов.

Список использованных источников

1. Дорожные машины. Часть I. Машины для земляных работ / К.А. Артемьев[и др.]. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1972. – 504 с.
2. Курочкин И.М. Производственно-техническая эксплуатация МТП: учебное пособие / И.М. Курочкин, Д.В. Доровских. – Тамбов: Изд-во ФГБОУ ВПО «ТГТУ», 2012. – 200 с.
3. Ульянов Н.А. Теория самоходных колесных землеройно-транспортных машин / Н.А. Ульянов. – М.: Машиностроение, 1969. – 520 с.