

Особенности комплектования тяговых агрегатов на базе современных тракторов

Е.В. Припоров, к.т.н., ФГБОУ ВО Кубанский ГАУ

Рынок современных тракторов характеризуется большим разнообразием марок. В данных технической характеристики этих тракторов представлены такие показатели, как номинальная мощность двигателя, частота вращения коленчатого вала, эксплуатационная масса и др. Использование этих параметров двигателя не представляет возможным оценить тяговые способности современных тракторов.

Цель предлагаемого исследования – разработка методики определения параметров работы одномашинного тягового агрегата на базе современных тракторов.

Материал и методы исследования. Современные рабочие машины в составе тяговых агрегатов выпускаются в навесном варианте. Такой способ агрегатирования по сравнению с прицепным и полунавесным имеет ряд достоинств. Современные сельскохозяйственные машины выполняются в модульном исполнении, что позволяет обеспечить требуемую загрузку двигателя в пределах 90–92% при комплектовании агрегата. Одномашинные агрегаты обеспечивают снижение эксплуатационных затрат на работу по сравнению с многомашинными. Одномашинные навесные агрегаты имеют и недостаток – снижение продольной устойчивости в момент транспортирования. Этот недостаток устраняется за счёт установки балластных грузов.

Затраты на удобрения зависят от качественного их внесения в соответствии с агропотребностями. Авторами предложена схема однодискового центробежного аппарата с подачей материала вдоль лопаток [1–5]. Заделку удобрений в почву обеспечивают дисковые рабочие органы [6]. Энергосберегающий режим посева проводят сеялки, оснащённые дисковыми или анкерными сошниками. Повысить полевую всхожесть зерновых возможно за счёт выбора рациональной технологии послеуборочной обработки семян с учётом их аэродинамических свойств [7–10].

Рынок современных сельскохозяйственных машин характеризуется большим их набором. Однако чётких рекомендаций по выбору рабочих машин при комплектовании машинно-тракторных агрегатов на базе современных тракторов нет. Особенность современных тракторов заключается в том, что в пределах тягового класса номинальная мощность имеет наибольшее значение в пределах интервала мощности тягового класса. В данных технической характеристики тракторов представлены эксплуатационные параметры двигателя, но отсутствуют тяговые возможности трактора. В технической характеристике рабочих машин представлен основной показатель – рабочая скорость движения.

Результаты исследования. Выбор марки трактора следует проводить с учётом размеров участка и вида выполняемой работы. Ресурсосберегающий диапазон мощности двигателя представлен в таблице 1.

Для выбранной марки трактора из технической характеристики важно значение номинальной мощности двигателя $N_{ен}$ (кВт), номинальной частоты вращения коленчатого вала n_n (с⁻¹) и др.. По данным технической характеристики машины устанавливается рабочая скорость движения – $V_{ао}$, км/ч, а из справочных данных – значение удельного тягового сопротивления каждого из рабочих органов.

Величина тягового сопротивления рабочей машины определяется по известной формуле:

$$R_a = (k_1 + k_2 + k_3) \cdot B_p, \quad (1)$$

где k_1, k_2 – удельное тяговое сопротивление 1-го, 2-го и 3-го рабочего органа машины соответственно, кН/м;

B_p – рабочая ширина захвата машины, м.

Передаточное число трансмиссии, из условия обеспечения рабочей скорости движения по агропотребностям, должно превышать величину [11]:

$$i_{Тв} \geq \frac{22,6 \cdot r_k \cdot n_n}{V_{ао}}, \quad (2)$$

где r_k – динамический радиус качения ведущего колеса, м;

n_n – номинальная частота вращения коленчатого вала двигателя, с.

1. Диапазон ресурсосберегающей мощности двигателя в зависимости от класса длины гона [11]

| Операция | Класс длины гона, м | | | | | |
|----------------------|---------------------|---------|---------|---------|----------|------------|
| | 150–200 | 200–300 | 300–400 | 400–600 | 600–1000 | более 1000 |
| Лущение и дискование | 40–67 | 51–89 | 61–110 | 74–138 | 83–160 | 106–217 |
| Вспашка лёгких почв | 43–70 | 51–84 | 61–105 | 65–114 | 73–132 | 95–178 |
| Вспашка средних почв | 50–83 | 58–100 | 70–124 | 75–135 | 84–156 | 109–213 |
| Вспашка тяжёлых почв | 53–89 | 63–107 | 76–134 | 80–145 | 90–168 | 117–230 |
| Сплошная культивация | 42–67 | 46–77 | 55–95 | 67–119 | 84–155 | 99–188 |
| Боронование | 20–31 | 24–36 | 26–41 | 32–52 | 37–61 | 43–75 |
| Прикатывание | 22–36 | 26–44 | 30–51 | 35–62 | 40–74 | 47–90 |

Передаточное число трансмиссии при выполнении технологической операции должно превышать значение [6]:

$$i_{TR} \geq \frac{(R_a + \eta_{omm} \cdot f \cdot G_3) r_k \cdot n_n}{0,159 N_{en} \eta_{mz} \cdot \eta_{omm}}, \quad (3)$$

где i_{TR} – передаточное число трансмиссии из условия оптимальной загрузки двигателя;
 f – коэффициент сопротивления на перекачивание ходового аппарата;
 G_3 – эксплуатационный вес трактора, кН;
 r_k – радиус качения ведущего колеса, м;
 n_n – номинальная частота вращения коленчатого вала, c^{-1} ;
 N_{en} – номинальная мощность двигателя, кВт;
 η_{mz} – механический КПД трансмиссии, 0,88–0,91 [11].

Передаточное число трансмиссии из условия достаточного сцепления ходового аппарата трактора не должно превышать величину [11]:

$$i_{TF} \leq \frac{\mu \cdot G_3 \cdot \lambda \cdot r_k \cdot n_n}{0,159 N_{en} \cdot \eta_{mz}}, \quad (4)$$

где i_{TF} – передаточное число трансмиссии из условия достаточного сцепления ходового аппарата трактора с почвой.

Значение передаточного числа трансмиссии i_{TF} должно быть наибольшим из ранее вычисленных значений i_{TR} и i_{Tb} . Из двух значений передаточного числа трансмиссии i_{Tb} и значения i_{TR} выбирается большее для последующих расчётов.

Касательная сила тяги трактора для принятого передаточного числа трансмиссии определяется по выражению [11]:

$$P_k = \frac{0,159 \cdot N_{en} \cdot i_m \cdot \eta_{mz}}{r_k \cdot n_n}. \quad (5)$$

В уравнении тягового баланса величина уклона не учитывалась, и принято, что величина уклона до 1°.

Сила тяги на крюке, из уравнения тягового баланса, определяется по выражению [11]:

$$P_{kp} = P_k - G_3 \cdot f. \quad (6)$$

Величина коэффициента, характеризующего использование эксплуатационного веса ϕ_{kp} , определяется по выражению [11]:

$$\phi_{kp} = \frac{v \delta_\delta}{a + \delta_\delta}, \quad (7)$$

где v, a – эмпирические коэффициенты;

δ_δ – допустимая по агротребованиям величина буксования, проц.

Значения эмпирических коэффициентов представлены в таблице 2.

Расчётное значение коэффициента определяется по выражению [11]:

$$\phi_{kp} = \frac{P_{kp}}{G_3}. \quad (8)$$

В условиях достаточного сцепления расчётное значение коэффициента использования эксплуатационного веса не превышает допустимого значения. В случае если расчётный коэффициент превышает допустимое значение, то трактор движется в условиях недостаточного сцепления. Для повышения сцепных свойств ведущего аппарата трактора с почвой в этих условиях известно много способов. Среди них – установка балластных грузов на ведущие колеса; установка на ведущие колеса цепей противоскольжения; снижение величины давления в покрышках ведущих колёс до определённой величины; установка спаренных колёс и ряд других. Эти способы помимо повышения сцепных возможностей трактора имеют и недостатки. Минимальный отрицательный эффект на ходовую часть трактора оказывает балластировка ведущих колёс. Балластный груз устанавливается на ведущие колёса, что повышает сцепной вес трактора. Масса балластных грузов определяется по выражению:

$$G_\delta \geq \frac{P_{kp}(a + \delta_\delta) - G_3 \cdot f(a + \delta_\delta) - v \cdot \delta_\delta \cdot G_3}{f(a + \delta_\delta) + v \cdot \delta_\delta}, \quad (9)$$

где G_δ – масса балластного груза, кг.

Масса балластного груза не должна превышать 10% от эксплуатационной массы трактора. Увеличение общей массы трактора за счёт установки балластных грузов приводит к увеличению затрат энергии на перекачивание.

Величина буксования ведущего аппарата трактора с почвой определяется по эмпирической формуле [11]:

$$\delta = \frac{a \phi_{kp}}{v - \phi_{kp}}. \quad (10)$$

Рабочая скорость движения определяется по формуле:

$$v_p = v_T(1 - \delta), \quad (11)$$

2. Эмпирические коэффициенты для тракторов и коэффициент сопротивления на перекачивание [11]

| Тип ходовой части трактора | Стерня | | | Поле, подготовленное под посев | | |
|---|--------|-------|-----------|--------------------------------|-------|----------|
| | а | в | f | а | в | f |
| С двумя ведущими мостами 4К2. Колёса разного размера | 0,141 | 0,615 | 0,06–0,08 | 0,248 | 0,712 | 0,16–0,2 |
| Со всеми ведущими мостами. Колёса разного размера 4К4 | 0,193 | 0,919 | 0,06–0,08 | 0,212 | 0,880 | 0,16–0,2 |
| Со всеми ведущими мостами. Колёса одинакового размера 4К4 | 0,110 | 0,773 | 0,06–0,08 | 0,0834 | 0,609 | 0,16–0,2 |

где v_T – теоретическая скорость движения, км/ч.

$$v_T = \frac{22,6n_n r_k}{i_T}. \quad (12)$$

Удельный часовой расход топлива определяется по выражению [2]:

$$G_p = q_e \cdot N_{en} \cdot \varepsilon_N \cdot \eta_{me}, \quad (13)$$

где q_e – удельный массовый расход топлива при номинальной мощности, кг/кВт·ч;

η_{me} – КПД трансмиссии, 0,88–0,92;

ε_N – коэффициент загрузки мощности двигателя, 0,9.

Вывод. Предлагаемая методика позволяет комплектовать тяговые машинно-тракторные агрегаты на базе современных тракторов. Энергосберегающий режим работы тягового агрегата осуществляется за счёт выбора энергосберегающего режима работы трактора. Энергосбережение обеспечивается за счёт буксования, величина которого не превышает допустимой величины по агротребованиям в зависимости от типа ходовой части трактора.

Литература

1. Припоров Е.В. Центробежный аппарат с подачей материала вдоль лопаток. Е.В. Припоров, С.Н. Картохин // Политематический сетевой электронный научный журнал Кубанского государственного аграрного университета. 2015. № 112. С. 1499–1511.
2. Патент на изобретение RUS № 2177216. Устройство для поверхностного рассева минеральных удобрений и других сыпучих материалов / Якимов Ю.И., Иванов В.П., Припоров Е.В., Заярский В.П., Волков Г.И., Селивановский О.Б.; заяв. 14.03.2000.
3. Патент на изобретение RUS № 2177217. Центробежный рабочий орган для рассева сыпучего материала / Якимов Ю.И., Припоров Е.В., Иванов В.П., Заярский В.П., Волков Г.И., Селивановский О.Б.; заяв. 14.03.2000.
4. Патент на изобретение RUS № 2197807. Центробежный разбрасыватель сыпучих материалов / Якимов Ю.И., Припоров Е.В., Заярский В.П., Волков Г.И., Селивановский О.Б.; заяв. 20.04.2001.
5. Патент на изобретение RUS № 2201059. Прибор для исследования центробежных аппаратов разбрасывателей сыпучих материалов / Якимов Ю.И., Припоров Е.В., Карабаницкий А.П., Ткаченко В.Т., Якушев А.А.; заяв. 20.04.2001.
6. Припоров Е.В. Анализ дисковых агрегатов для поверхностной обработки почвы // Инновации в сельском хозяйстве. 2015. № 5 (15). С. 81–84.
7. Припоров И.Е., Лазебных Д.В. Рациональная технология послеуборочной обработки семян подсолнечника // Политематический сетевой электронный научный журнал Кубанского государственного аграрного университета. 2015. № 112. С. 1475–1485.
8. Шафоростов В.Д., Припоров И.Е. Качественные показатели работы универсального семяочистительного комплекса на базе отечественных семяочистительных машин нового поколения // Разработка инновационных технологий и технических средств для АПК: сбор. науч. тр. IX Междунар. науч.-практич. конф. в 2-х частях. Зерноград, 2014. С. 162–167.
9. Шафоростов В.Д., Припоров И.Е. Оптимизация конструктивных параметров подающего устройства воздушно-решётной зерноочистительной машины МВУ-1500 // Масличные культуры. Научно-технический бюллетень Всероссийского научно-исследовательского института масличных культур. 2012. № 1 (150). С. 106–109.
10. Припоров И.Е. Обоснование применения оптического фотоэлектронного сепаратора в составе универсального семяочистительного комплекса // Конкурентная способность отечественных гибридов, сортов и технологии возделывания масличных культур: сб. матер. VIII междунар. конф. молодых учёных и специалистов. Краснодар, 2015. С. 138–141.
11. Зангиев А.А., Шпилько А.В., Левшин А.Г. Эксплуатация машинно-тракторного парка. М., 2008. 320 с.