

МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПАРАМЕТРОВ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИИ ПРОМЫШЛЕННОГО ТРАКТОРА

METHOD FOR DETERMINING THE PARAMETERS OF AN ELECTROMECHANICAL TRANSMISSION OF AN INDUSTRIAL TRACTOR

Б.В. ПАДАЛКИН, К.Т.Н.
В.А. ГОРЕЛОВ, Д.Т.Н.
А.А. СТАДУХИН, К.Т.Н.
Б.Б. КОСИЦЫН, К.Т.Н.
К.С. БАЛКОВСКИЙ

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Россия,
kositsyn_b@bmstu.ru

B.V. PADALKIN, PhD in Engineering
V.A. GORELOV, DSc in Engineering
A.A. STADUHN, PhD in Engineering
B.B. KOSICYN, PhD in Engineering
K.S. BALKOVSKIJ

Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russia,
kositsyn_b@bmstu.ru

В представленной работе предлагается методика определения механической характеристики тяговых электродвигателей и параметров электромеханической трансмиссии промышленного трактора. Для обеспечения максимальной производительности машины разработанная трансмиссия имеет два механических диапазона: транспортный и технологический. Особенностью представленной схемы является включение в ее состав механизма поворота типа «ЗК» (разработанного сотрудниками МВТУ им. Н.Э. Баумана: Г.И. Зайчиком, М.А. Крейнсом и М.К. Кристи). Данный механизм характеризуется высокими тяговыми качествами в повороте. Компоновка промышленных тракторов подразумевает размещение трансмиссии в стесненном пространстве внутри рамы. В связи с этим при разработке агрегата требовалось реализовать его наиболее компактное исполнение. Это было достигнуто путем использования одних и тех же планетарных рядов для формирования механизма поворота «ЗК» и для пониженного «технологического» диапазона трансмиссии. В рамках исследования были оценены тяговые возможности трактора в каждом диапазоне. Кроме того, был проведен анализ влияния конструктивного параметра планетарных рядов механизма «ЗК» на эксплуатационные характеристики машины. В зависимости от конструктивного параметра получены требуемые крутящие моменты и частоты вращения роторов тяговых электродвигателей для обеспечения заданного режима движения в повороте, а также определено время совершения полного разворота машины вокруг центра масс и остановленного борта в «транспортном» и «технологическом» диапазонах трансмиссии. В заключении проведена оценка влияния параметров трансмиссии трактора на предельную скорость выполнения маневров, что позволило определить требуемую мощность электромашин с учетом комфортной работы водителя-оператора.

Ключевые слова: механизм поворота, транспортный диапазон, технологический диапазон, конструктивный параметр, тяговый электродвигатель, электромеханическая трансмиссия, промышленный трактор.

In this paper, authors propose a method for determining the mechanical characteristics of traction electric motors and parameters of an electromechanical transmission of an industrial tractor. To ensure maximum machine performance, the developed transmission has two mechanical ranges: transport and technological. A feature of the presented scheme is the inclusion of a «ZK» type rotation mechanism (developed by the staff of Bauman MSTU G. Zaichik, M. Kreines and M. Kristi) in its composition. This mechanism is characterized by high traction in turning. The layout of industrial tractors involves placing the transmission in a cramped space inside the frame. In this regard, when developing the unit, it was required to implement its most compact design. This was achieved by using the same planetary gears to form the «ZK» rotation mechanism and for the reduced «technological» transmission range. As part of the study, traction capabilities of the tractor in each range were evaluated. In addition, an analysis was made of the influence of the design parameter of the planetary gears of the «ZK» mechanism on the operational characteristics of the machine. Depending on the design parameter, the required torques and rotational speeds of the traction electric motor rotors were obtained to ensure a given driving mode in a turn, and the time to complete a full rotation of the machine around the center of mass and the stopped side in the «transport» and «technological» transmission ranges was determined. In conclusion, an assessment was made of the influence of tractor transmission parameters on the maximum speed of maneuvers, which made it possible to determine the required power of electric machines taking into account the comfortable work of the driver-operator.

Keywords: rotation mechanism, transport range, technological range, design parameter, traction electric motor, electromechanical transmission, industrial tractor.

Введение

Промышленный трактор предназначен для выполнения технологических операций, подразумевающих высокую развиваемую силу тяги [1]. Однако производительность его работы определяется скоростью выполнения не только технологических маневров, но и перемещения между рабочими площадками в транспортном режиме.

В связи с этим в трансмиссии трактора необходимо иметь по меньшей мере два диапазона – технологический и транспортный, значительно отличающиеся по передаточным числам. При этом целесообразно реализовать возможность движения машины в каждом диапазоне без необходимости переключения передач, а также осуществлять бесступенчатый поворот. Выполнение указанных условий позволит снизить требования к квалификации водителя-оператора и повысить производительность труда.

Одним из способов добиться подобных качеств промышленного трактора является применение электромеханической трансмиссии. В простейшем случае бесступенчатый поворот гусеничной машины (ГМ) может быть обеспечен применением индивидуального электропривода ведущих колес. Однако в этом случае, при выполнении поворота в транспортном диапазоне, крутящий момент ведущего колеса забегающего борта будет недостаточным для эффективного маневрирования, что вынудит водителя-оператора снизить скорость или перейти в технологический диапазон

трансмиссии. Решением, удовлетворяющим обозначенным требованиям, стало применение механизма поворота типа «ЗК» (разработанного сотрудниками МВТУ им. Н.Э. Баумана: Г.И. Зайчиком, М.А. Крейнсом и М.К. Кристи), способного обеспечить бесступенчатый поворот с одновременным повышением тяговых качеств гусеничной машины [2].

Для размещения электромеханической трансмиссии в остова серийно выпускаемых машин требуется ее максимально компактное исполнение. В связи с этим была разработана кинематическая схема трансмиссии трактора, приведенная на рис. 1. Предлагаемая кинематическая схема использует одни и те же планетарные ряды для обеспечения высокого передаточного числа технологического диапазона трансмиссии и организации механизма поворота типа «ЗК» при выполнении транспортных функций. Переключение между режимами осуществляется с помощью четырех элементов управления (так как переключение диапазонов во время движения не предполагается, в качестве механизмов управления могут быть применены кулачковые муфты).

В технологическом диапазоне включены тормоза T_1 и T_2 (рис. 1). Тяговые электродвигатели (ТЭД) работают в режиме индивидуального привода ведущих колес. Планетарные ряды механизма «ЗК» разъединены и служат в качестве планетарных редукторов с остановленным большим центральным колесом (БЦК) (передаточное отношение такого планетарного редуктора $k_{ЗК} + 1$). Поворот гусенич-

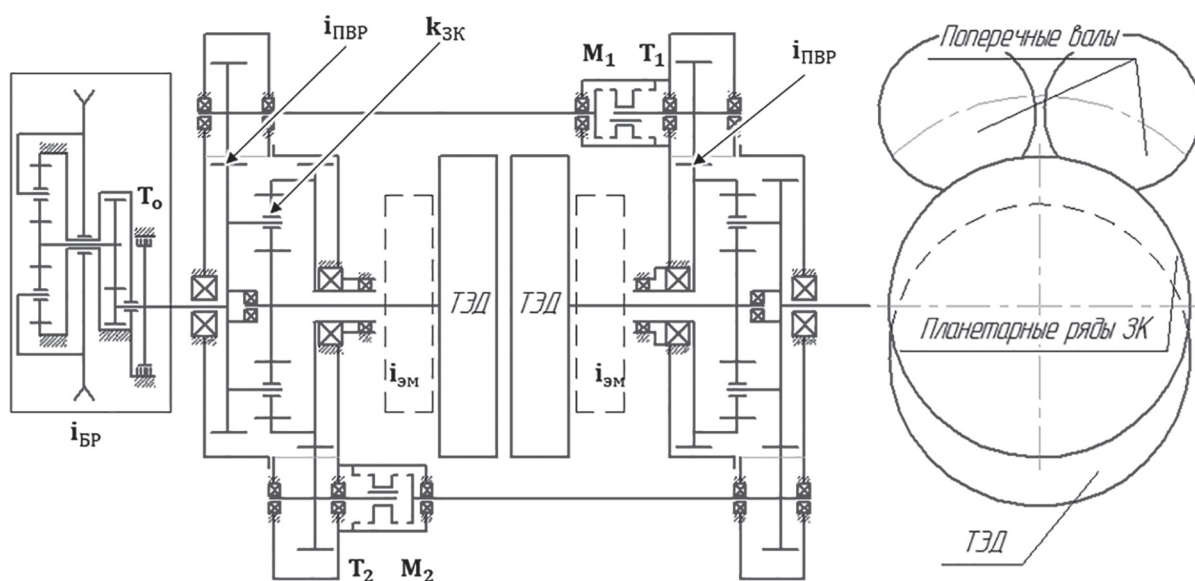


Рис. 1. Кинематическая схема трансмиссии

ной машины обеспечивается за счет высокого передаточного отношения на каждом борту, а также с помощью остановочных тормозов T_0 .

В транспортном диапазоне включены муфты M_1 и M_2 (рис. 1), за счет чего при прямолинейном движении обеспечивается потребное передаточное отношение. В повороте потребная тяга на гусеницах обеспечивается за счет механизма «ЗК» (с соответствующим падением скорости движения машины).

Цель исследований

Повышение уровня подвижности трактора путем рационального выбора параметров электромеханической трансмиссии предлагаемой схемы.

Для достижения цели в ходе исследования решены следующие задачи:

- выбраны основные параметры трансмиссии, а также проведена оценка влияния конструктивного параметра планетарных рядов механизма «ЗК» на тяговые свойства трактора;
- проведена оценка влияния конструктивного параметра механизма «ЗК» на время выполнения такой операции, как разворот машины в «транспортном» и «технологическом» диапазонах трансмиссии;
- определена потребная мощность двигателей для достижения максимальной скорости выполнения маневров поворота с учетом обеспечения комфортной работы водителя-оператора.

Метод определения основных параметров трансмиссии трактора

С целью снижения требований к точности изготовления зубчатых колес и, соответственно, снижения стоимости трансмиссии, частоту вращения вала ТЭД целесообразно ограничить величиной 4000 об/мин. Тогда, исходя из заданной максимальной скорости движения, можно определить потребное передаточное число высшей передачи трансмиссии $i_{\text{тр}}^B$ (в транспортном диапазоне):

$$i_{\text{тр}}^B = \frac{n_{\text{max}} \cdot r_{\text{БК}}}{V_{\text{max}}}, \quad (1)$$

где n_{max} – максимальная частота вращения вала электродвигателя; $r_{\text{БК}}$ – радиус ведущего колеса; V_{max} – максимальная скорость движения трактора.

При работе в транспортном диапазоне, в случае прямолинейного движения, все элементы механизма «ЗК» вращаются совместно,

не осуществляя преобразования крутящего момента. Таким образом, передаточное число трансмиссии в транспортном диапазоне определяется передаточным числом бортового редуктора $i_{\text{БР}}$ и редуктора электромашины $i_{\text{ЭМ}}$ (рис. 1).

Известно, что в среднестатистических условиях эксплуатации необходимость в удельной силе тяги D_B более 0,4 маловероятна [3]. Тогда потребный максимальный момент ТЭД определяется следующим образом:

$$M_{\text{max}} = \frac{mg \cdot D_B \cdot r_{\text{БК}}}{i_{\text{тр}}^B \cdot 2 \cdot \eta_{\text{тр}} \eta_{\text{гус}}}, \quad (2)$$

где M_{max} – максимальный крутящий момент ТЭД; m – полная масса машины; g – ускорение свободного падения; $\eta_{\text{тр}}$ – КПД трансмиссии; $\eta_{\text{гус}}$ – КПД гусеницы.

Любой планетарный ряд второго класса характеризуются такой величиной, как конструктивный параметр $k_{\text{ЗК}} = Z_{\text{БЦК}} / Z_{\text{МЦК}}$ (где $Z_{\text{БЦК}}$ – число зубьев большого центрального колеса; $Z_{\text{МЦК}}$ – число зубьев малого центрального колеса). Рекомендуемые значения $k_{\text{ЗК}}$ для такого планетарного ряда составляют от 4/3 до 4 [4]. Тогда, величины удельной силы тяги и максимальной скорости движения на низшей передаче в зависимости от конструктивного параметра планетарных рядов механизма «ЗК» $k_{\text{ЗК}}$ могут быть определены следующим образом:

$$D_{\text{н}} = \frac{M_{\text{max}} \cdot i_{\text{тр}}^B \cdot 2 \cdot \eta_{\text{тр}} \cdot \eta_{\text{гус}} \cdot (k_{\text{ЗК}} + 1)}{m \cdot g \cdot r_{\text{БК}}} = D_B \cdot (k_{\text{ЗК}} + 1), \quad (3)$$

$$V_{\text{max}}^{\text{н}} = \frac{n_{\text{max}} \cdot r_{\text{БК}}}{i_{\text{тр}}^B \cdot (k_{\text{ЗК}} + 1)} = \frac{V_{\text{max}}}{(k_{\text{ЗК}} + 1)}, \quad (4)$$

где $D_{\text{н}}$ – удельная сила тяги на низшей передаче; $V_{\text{max}}^{\text{н}}$ – максимальная скорость движения на низшей передаче.

В качестве примера для проведения расчетов примем прототип промышленного трактора, технические характеристики которого представлены в табл. 1.

Характеристики прототипа, рассчитанные по формулам (1) и (2), приведены в табл. 2.

Таким образом (согласно формулам (3) и (4)), для рассматриваемого прототипа трактора диапазон допустимых значений $k_{\text{ЗК}}$ позволяет в транспортном режиме обеспечить удельную силу тяги от 0,933 до 2 и максимальные скорости движения от 8,6 до 4,0 км/ч соответственно.

Таблица 1

Технические характеристики прототипа промышленного трактора

Наименование характеристики	Значение
Масса, кг	41500
Максимальная удельная сила тяги в транспортном диапазоне, не менее	0,4
Максимальная скорость в транспортном диапазоне, км/ч	20
Радиус ведущего колеса, м	0,434
База, м	3,3
Колея, м	2,2
Высота центра масс, м	1,8
Максимальная удельная сила тяги в технологическом диапазоне, не менее	0,9
Максимальная скорость в технологическом диапазоне, км/ч, не менее	3
Максимальный коэффициент полезного действия трансмиссии	0,922

Таблица 2

Расчетные характеристики прототипа промышленного трактора

Наименование характеристики	Значение
Максимальный потребный крутящий момент ТЭД, Н·м	1250
Максимальная частота вращения ротора ТЭД, об/мин	4000
Передаточное число трансмиссии в транспортном диапазоне	32,76

Для проведения тягового расчета поворота трактора необходимо использовать зависимости потребных моментов на ведущих колесах от радиуса поворота и скорости движения машины. В общем случае подобную задачу необходимо решать с учетом особенностей микропрофиля опорной поверхности [5], а также полноценным описанием взаимодействия траков гусеницы с опорным основанием [6, 7], например, при помощи подхода, основанного на представлении об «эллипсе трения» [8]. Наиболее подходящей является методика, изложенная в работе [9], которая состоит из следующих пунктов (при проведении исследований рассматривалось движение трактора в наиболее тяжелых дорожных условиях – по дернистому грунту).

1. Определение теоретического радиуса поворота R_t :

$$R_t = R_f \cdot \frac{B}{L \cdot k}, \quad (5)$$

где B – колея ГМ; L – база ГМ; k – коэффициент пропорциональности между фактическим и теоретическим радиусом поворота, индивидуальный для каждой ГМ; R_f – фактический радиус поворота ГМ.

2. Определение коэффициента сопротивления повороту μ с помощью формулы А.О. Никитина [10]:

$$\mu = \frac{\mu_{\max}}{0,925 + 0,15 \frac{R_t}{B}}, \quad (6)$$

где $\mu_{\max}$ – максимальный коэффициент сопротивления повороту для данного опорного основания (в случае движения по дернистому грунту $\mu_{\max} = 0,85$ [11]).

3. Определение потребной скорости перемотки гусениц забегающего V_2 и отстающего V_1 борта:

$$V_2 = V \cdot \left(1 + \frac{B}{2R_t}\right); V_1 = V \cdot \left(1 - \frac{B}{2R_t}\right), \quad (7)$$

где V – скорость движения центра масс ГМ.

4. Определение потребных сил на забегающем P_2 и отстающем P_1 борту [3]:

$$P_2 = \frac{m \cdot g}{2} \cdot \left(f_{\text{тр}} \cdot \left(1 + \frac{2V^2 \cdot H_z}{B \cdot R_f \cdot g} \right) + \frac{\mu \cdot L}{2B} \times \right. \\ \left. \times \left(1 - \left(\frac{V}{V_{\text{кр}}} \right)^4 \right) \right) + \frac{m \cdot V^4 \cdot L}{4 \cdot R_f^3 \cdot \mu \cdot g}; \quad (8)$$

$$P_1 = \frac{m \cdot g}{2} \cdot \left(f_{\text{гр}} \cdot \left(1 - \frac{2V^2 \cdot H_z}{B \cdot R_f \cdot g} \right) - \frac{\mu \cdot L}{2B} \times \right. \\ \left. \times \left(1 - \left(\frac{V}{V_{\text{кр}}} \right)^4 \right) \right) + \frac{m \cdot V^4 \cdot L}{4 \cdot R_f^3 \cdot \mu \cdot g}, \quad (9)$$

где $f_{\text{гр}}$ – коэффициент сопротивления прямолинейному движению ГМ для данного опорного основания (в случае движения по дернистому грунту $f_{\text{гр}} = 0,07$ [11]); H_z – высота центра масс ГМ; $V_{\text{кр}}$ – критическая скорость по заносу ($V_{\text{кр}} = \sqrt{\mu_{\text{max}} \cdot g \cdot R_f}$).

5. Определение КПД гусеничного обвода забегающего η_2 и отстающего η_1 борта [12]:

$$\eta_2 = 0,95 - 0,005 \cdot 3,6V_2; \\ \eta_1 = 0,95 - 0,005 \cdot 3,6V_1. \quad (10)$$

6. Определение потребной мощности на ведущих колесах забегающего N_2 и отстающего N_1 бортов:

$$N_2 = \frac{P_2 \cdot V_2}{\eta_2}; \begin{cases} N_1 = P_1 \cdot V_1 \cdot \eta_1, \text{ если } P_1 < 0 \\ N_1 = P_1 \cdot V_1 / \eta_1, \text{ если } P_1 > 0 \end{cases}. \quad (11)$$

7. Определение потребных моментов на ведущих колесах забегающего M_2 и отстающего M_1 бортов:

$$M_2 = \frac{P_2 \cdot r_{\text{вк}}}{\eta_2}; \begin{cases} M_1 = P_1 \cdot r_{\text{вк}} \cdot \eta_1, \text{ если } P_1 < 0 \\ M_1 = P_1 \cdot r_{\text{вк}} / \eta_1, \text{ если } P_1 > 0 \end{cases}. \quad (12)$$

Далее на основе данных, полученных по представленным зависимостям, можно определить потребные характеристики ТЭД для поворота трактора в транспортном диапазоне. Расчет проводится согласно следующей методике.

1. Определение частот вращения ведущих колес забегающего ω_2 и отстающего ω_1 бортов:

$$\omega_2 = V_2 / r_{\text{вк}}; \omega_1 = V_1 / r_{\text{вк}}. \quad (13)$$

2. Определение частот вращения валов ТЭД забегающего ω_{e2} и отстающего ω_{e1} бортов:

$$\omega_{e2} = ((1 + k_{\text{зк}}) \cdot \omega_2 - k_{\text{зк}} \cdot \omega_1) \cdot i_{\text{тр}}^{\text{в}}; \\ \omega_{e1} = ((1 + k_{\text{зк}}) \cdot \omega_1 - k_{\text{зк}} \cdot \omega_2) \cdot i_{\text{тр}}^{\text{в}}. \quad (14)$$

3. Определение потребных крутящих моментов на валах ТЭД (со стороны забегающего M_{e2} и отстающего M_{e1} бортов):

$$M_{e2} = \left(\frac{1 + k_{\text{зк}}}{1 + 2k_{\text{зк}}} M_2 + \frac{k_{\text{зк}}}{1 + 2k_{\text{зк}}} M_1 \right) \frac{1}{i_{\text{тр}}^{\text{в}}}; \\ M_{e1} = \left(\frac{1 + k_{\text{зк}}}{1 + 2k_{\text{зк}}} M_1 + \frac{k_{\text{зк}}}{1 + 2k_{\text{зк}}} M_2 \right) \frac{1}{i_{\text{тр}}^{\text{в}}}. \quad (15)$$

4. Определение потребных мощностей на валах ТЭД (со стороны забегающего N_{e2} и отстающего N_{e1} бортов):

$$N_{e2} = M_{e2} \cdot \omega_{e2}; N_{e1} = M_{e1} \cdot \omega_{e1}. \quad (16)$$

Кроме того, на основании потребных скоростей перемотки гусениц можно оценить затраты времени на один на разворот машины вокруг вертикальной оси T :

$$T = \frac{2\pi \cdot B}{V_2 - V_1}. \quad (17)$$

Результаты и обсуждение

На рисунках 2–4 представлены полученные зависимости крутящего момента, частот вращения и мощности ТЭД от радиуса поворота машины при скорости движения 10 км/ч в транспортном диапазоне трансмиссии по дернистому грунту.

На основе полученных данных можно сделать вывод, что при уменьшении конструктивного параметра $k_{\text{зк}}$ возрастает потребный для выполнения маневра крутящий момент ТЭД забегающего борта, при этом частота вращения ротора снижается; кроме того механическая рекуперация мощности между бортами машины возникает при меньших радиусах поворота. Мощность, потребная для выполнения маневра, при принятых допущениях мало зависит от конструктивного параметра планетарных рядов механизма «ЗК».

Метод оценки влияния конструктивного параметра механизма «ЗК» на скорость разворота трактора

При эксплуатации трактор совершает маневры с большой кривизной, в том числе поворот вокруг остановленного борта и разворот вокруг центра масс (при наличии такой возможности). В связи с этим целесообразно рассмотреть влияние $k_{\text{зк}}$ на работу трансмиссии при выполнении подобных маневров в транспортном и технологическом диапазонах. Вычисления потребных параметров ТЭД при повороте вокруг остановленного борта

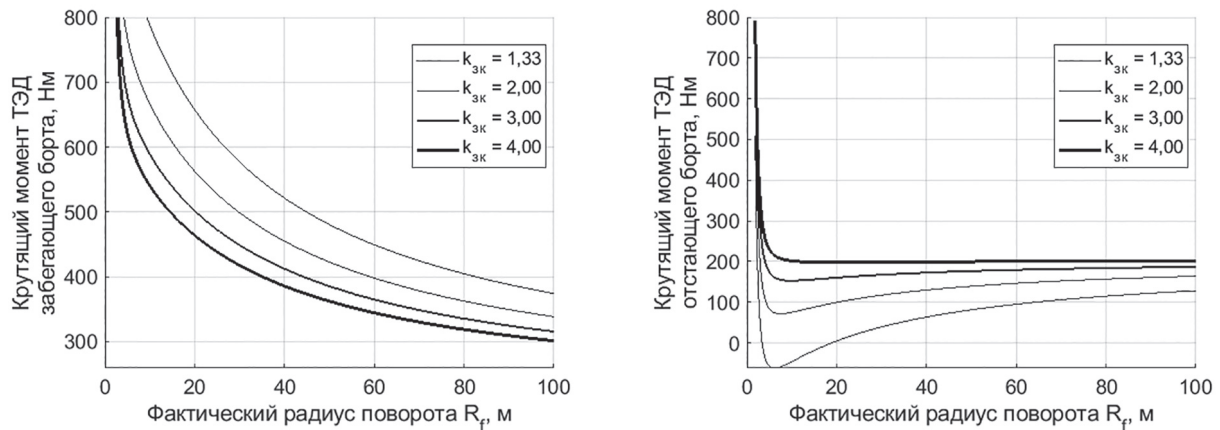


Рис. 2. Зависимости требуемого крутящего момента ТЭД от радиуса поворота при $V = 10$ км/ч

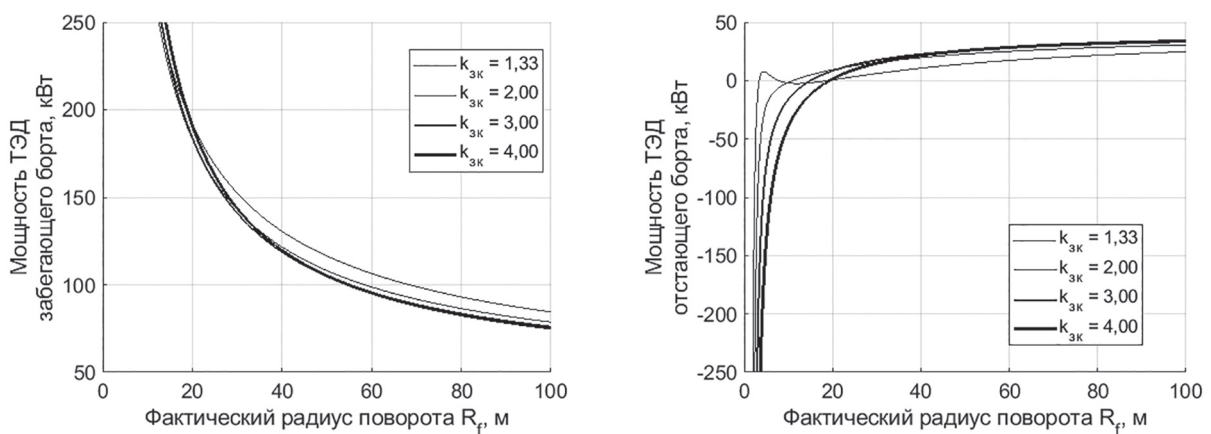


Рис. 3. Зависимости требуемой мощности ТЭД от радиуса поворота при $V = 10$ км/ч

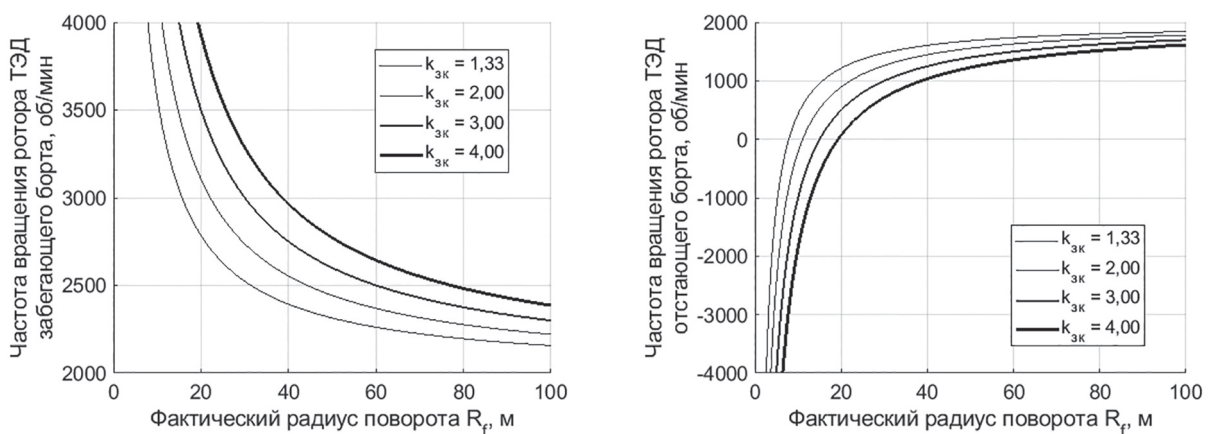


Рис. 4. Зависимости частоты вращения ТЭД от радиуса поворота при $V = 10$ км/ч

проводятся по формулам (5)–(17). В случае разворота вокруг центра масс скорости перемотки гусениц V_2 и V_1 , а также требуемые силы тяги бортов P_2 и P_1 определяются по методике, представленной ниже. Частоты вращения валов ТЭД были приняты максимальными ($|n_{1,2}| = 4000$ об/мин).

1. Определение скорости перемотки гусениц забегавшего V_2 и отстающего V_1 борта при развороте вокруг центра масс:

$$\omega_2 = \left(\frac{1 + k_{zk}}{1 + 2k_{zk}} \omega_{e2} + \frac{k_{zk}}{1 + 2k_{zk}} \omega_{e1} \right) \frac{1}{i_{tp}^B}; \quad (18)$$

$$\omega_1 = \left(\frac{1 + k_{3к}}{1 + 2k_{3к}} \omega_{e1} + \frac{k_{3к}}{1 + 2k_{3к}} \omega_{e2} \right) \frac{1}{i_{тр}}; \quad (19)$$

$$V_2 = \omega_2 \cdot r_{вк}; V_1 = \omega_1 \cdot r_{вк}. \quad (20)$$

2. Определение потребных сил тяги на забегающем P_2 и отстающем P_1 борту при развороте вокруг центра масс:

$$P_2 = mg \cdot \left(-0,5 f_{гр} + \frac{\mu_{\max} \cdot L}{4 \cdot B} \right); \quad (21)$$

$$P_1 = mg \cdot \left(0,5 f_{гр} - \frac{\mu_{\max} \cdot L}{4 \cdot B} \right).$$

Результаты и обсуждение

Полученные результаты представлены в таблицах 3–6.

В отличие от поворота с большим радиусом при повороте вокруг центра масс и остановленно-

го борта $k_{3к}$ оказывает влияние на потребную мощность ТЭД. На основе данных, представленных в таблицах 2–6, можно сделать вывод, что с увеличением конструктивного параметра потребная мощность и момент ТЭД падают, при этом время совершения полного разворота возрастает. При изменении $k_{3к}$ от 1,33 до 4 время полного разворота возрастает в среднем в 2,22 раза.

Метод определения требуемой мощности тяговых двигателей

Максимальную мощность ТЭД целесообразно определять из условия возможности выполнения маневров поворота на предельной, исходя из условия комфорта водителя, скорости движения машины $V_{пр}$. Известно [13], что граница предела комфорта по боковым ускорениям a_y составляет 0,05g. Тогда предельная скорость машины в повороте (исходя из ус-

Таблица 3

Параметры поворота трактора вокруг остановленного борта в транспортном диапазоне

	Конструктивный параметр $k_{3к}$			
	1,33	2,00	3,00	4,00
Потребный момент ТЭД отстающего борта M_{e1} , Н·м	–178,6	–43,7	42,0	95,0
Потребный момент ТЭД забегающего борта M_{e2} , Н·м	785,2	636,8	542,1	483,2
Потребная мощность ТЭД отстающего борта N_{e1} , кВт	22,3	6,5	–6,9	–1,7
Потребная мощность ТЭД забегающего борта N_{e2} , кВт	172,0	139,5	118,9	105,9
Время совершения полного разворота t , с	11,1	14,6	19,0	23,8

Таблица 4

Параметры поворота трактора вокруг остановленного борта в технологическом диапазоне

	Конструктивный параметр $k_{3к}$			
	1,33	2,00	3,00	4,00
Потребный момент ТЭД отстающего борта M_{e1} , Н·м	–626,7	–473,7	–364,5	–291,5
Потребный момент ТЭД забегающего борта M_{e2} , Н·м	886,0	665,7	510,2	407,0
Потребная мощность ТЭД отстающего борта N_{e1} , кВт	0	0	0	0
Потребная мощность ТЭД забегающего борта N_{e2} , кВт	185,7	139,7	107,0	85,2
Время совершения полного разворота t , с	11,6	15,3	19,9	24,9

Таблица 5

Параметры разворота трактора вокруг центра масс в транспортном диапазоне

	Конструктивный параметр $k_{3к}$			
	1,33	2,00	3,00	4,00
Потребный момент ТЭД забегающего (отстающего) борта M_{e2} ($-M_{e1}$), Н·м	454,0	319,3	234,1	181,5
Потребная мощность ТЭД забегающего (отстающего) борта N_{e2} (N_{e1}), кВт	190,2	133,7	98,1	76,0
Время совершения полного разворота t , с	4,55	6,41	8,7	11,2

Таблица 6

Параметры разворота трактора вокруг центра масс в технологическом диапазоне

	Конструктивный параметр $k_{зк}$			
	1,33	2,00	3,00	4,00
Потребный момент ТЭД забегающего (отстающего) борта M_{e2} ($-M_{e1}$), Н·м	725,5	542,6	414,4	329,7
Потребная мощность ТЭД забегающего (отстающего) борта N_{e2} (N_{e1}), кВт	303,9	227,3	173,6	138,1
Время совершения полного разворота t , с	2,89	3,88	5,0	6,2

ловия комфорта водителя) может быть определена как:

$$V_{пр} = \sqrt{a_y \cdot R_f} = \sqrt{0,05g \cdot R_f}. \quad (22)$$

Далее методом последовательных приближений может быть получена такая максимальная мощность ТЭД, которая обеспечит возможность машины достичь заданную скорость выполнения маневров (по формулам (5)–(17), рис. 5).

Результаты и обсуждение

Таким образом, потребная мощность ТЭД рассматриваемого трактора была получена

на уровне 415 кВт (удельная мощность трактора составила 10 кВт/т). Кроме того, для минимизации массогабаритных параметров ТЭД и обеспечения максимальной эффективности механизма поворота (обеспечения механической рекуперации между бортами при движении с малыми радиусами поворота) на основе данных, представленных на рис. 2–5, $k_{зк}$ целесообразно принять равным 2.

В табл. 2 и 7, а также на рис. 6 указаны расчетные характеристики прототипа при выбранных параметрах электромеханической трансмиссии.

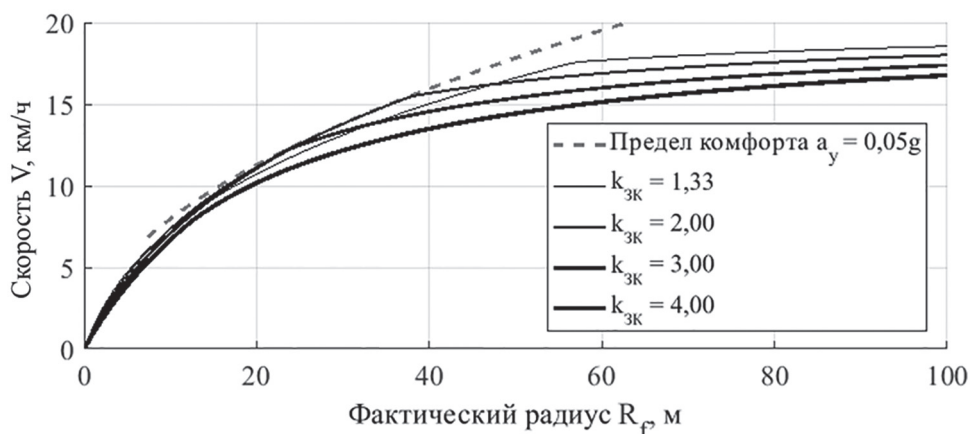


Рис. 5. Зависимость максимальной скорости движения трактора от радиуса поворота

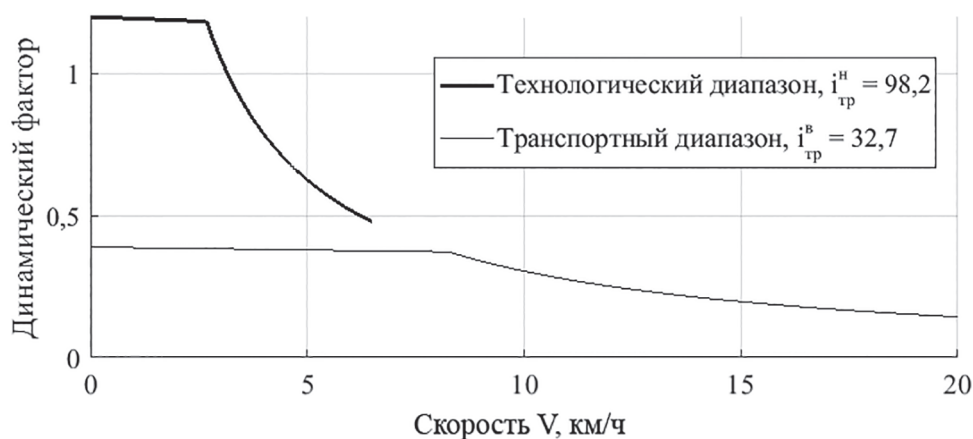


Рис. 6. Динамическая характеристика трактора

Таблица 7

Расчетные характеристики прототипа

Наименование характеристики	Значение
Максимальная удельная сила тяги в технологическом диапазоне	1,232
Максимальная скорость в технологическом диапазоне, км/ч	6,5
Передаточное число трансмиссии в технологическом диапазоне	98,27
Время полного разворота вокруг центра масс в транспортном диапазоне t , с	6,4
Время полного разворота вокруг центра масс в технологическом диапазоне t , с	3,9
Время полного разворота вокруг остановленного борта в транспортном режиме t , с	14,6
Время полного разворота вокруг остановленного борта в технологическом режиме t , с	15,3

Заключение

Предложенная схема электромеханической трансмиссии предназначена для применения главным образом в промышленных тракторах. Особенностью представленного решения является использование планетарных рядов в качестве понижающих редукторов технологического диапазона и использование тех же самых планетарных рядов для организации механизма поворота типа «ЗК» при работе в транспортном диапазоне трансмиссии. Такой подход позволяет обеспечить значительные компоновочные преимущества и может быть использован для улучшения эксплуатационных характеристик существующих тракторов.

Представленная в работе методика позволила дать следующие рекомендации по основным параметрам предлагаемой трансмиссии: конструктивный параметр планетарных рядов механизма «ЗК» $k_{\text{ЗК}} = 2$; максимальная удельная сила тяги в технологическом диапазоне 1,2; максимальная удельная сила тяги в транспортном диапазоне 0,4. Было выявлено, что для достижения максимальной производительности трактора, с учетом комфортных условий работы водителя-оператора в повороте, рационально увеличивать удельную мощность тяговых двигателей трактора более 10 кВт/т.

Литература

1. Гинзбург Ю.В., Швед А.И., Парфенов А.П. Промышленные тракторы. М.: Машиностроение 1986. 296 с.
2. Падалкин Б.В., Харитонов С.А., Котиев Г.О. Анализ схем построения электротрансмиссий гусеничных машин // Актуальные проблемы развития ракетно-космической техники и систем вооружения. 2018. С. 228–244.
3. Чобиток В.А. Теория движения танков и БМП. М.: Воениздат, 1984. 264 с.
4. Красенькое В.И., Вашец А.Д. Проектирование планетарных механизмов транспортных машин. М.: Машиностроение. 1986. 272.
5. Evgeniy Sarach, George Kotiev and Sergey Beke-tov. Methods for road microprofile statistical data transformation // MATEC Web of Conferences. 2018. V224. article № 04009.
6. George O. Kotiev, Boris V. Padalkin, Alexander B. Kartashov and Alex S. Diakov. Designs and development of Russian scientific schools in the field of cross-country ground vehicles building // ARPN Journal of Engineering and Applied Sciences. 2017. V. 12. I. 4. pp. 1064–1071.
7. Naumov V.N., Mashkov K.Y., Byakov K.E. Automatic determination of soil parameters by robotic vehicles // Journal of Physics: Conference Series. 2019. V. 1177. I. 1. article № 012016.
8. Klubnichkin V.E., Klubnichkin E.E., Kotiev G.O., Beketov S.A., Makarov V.S. Interaction between elements of the track ground contacting area with the soil at curvilinear motion of the timber harvesting machine // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2018. V. 386. I. 1. article № 012016.
9. Kotiev G.O., Miroshnichenko A.V., Stadukhin A.A., Kositsyn B.B. Determination of mechanical characteristics of high-speed tracked vehicles traction motor with individual drive wheels (2019) Journal of Physics: Conference Series, 1177 (1), article № 012058.
10. Никитин А.О. Теория танка. М.: Типография Военной ордена Ленина академии бронетанковых войск, 1962. 584 с.
11. Платонов В.Ф., Леиашвили Г.Р. Гусеничные и колесные транспортно-тяговые машины. М.: Машиностроение. 1986. 296 с.
12. Забавников Н.А. Основы теории транспортных гусеничных машин. М.: Машиностроение, 1975, 448 с.
13. Ротенберг Р.В. Подвеска автомобиля. Изд 3-е, переработ. и доп. М.: Машиностроение. 1972. 392 с.

References

1. Ginzburg YU.V., SHved A.I., Parfenov A.P. Promyshlennyye traktory [Industrial tractors]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1986. 296 p.
2. Padalkin B.V., Haritonov S.A., Kotiev G.O. Analysis of the construction of electric transmissions of tracked vehicles. Aktual'nye problemy razvitiya raketno-kosmicheskoy tekhniki i sistem vooruzheniya. 2018, pp. 228–244 (in Russ.).
3. CHobitok V.A. Teoriya dvizheniya tankov i BMP [Theory of movement of tanks and infantry fighting vehicles]. Moscow: Voenizdat Publ., 1984. 264 p.
4. Krasnen'koe V.I., Vashec A.D. Proektirovanie planetarykh mekhanizmov transportnykh mashin [Design of planetary mechanisms of transport vehicles]. Moscow: Mashinostroenie Publ. 1986. 272 p.
5. Evgeniy Sarach, George Kotiev and Sergey Beketov. Methods for road microprofile statistical data transformation // MATEC Web of Conferences. 2018. V. 224. article No 04009.
6. George O. Kotiev, Boris V. Padalkin, Alexander B. Kartashov and Alex S. Diakov. Designs and development of Russian scientific schools in the field of cross-country ground vehicles building // ARPN Journal of Engineering and Applied Sciences. 2017. V. 12. I. 4, pp. 1064–1071.
7. Naumov V.N., Mashkov K.Y., Byakov K.E. Automatic determination of soil parameters by robotic vehicles // Journal of Physics: Conference Series. 2019. V. 1177. I. 1, article No 012016.
8. Klubnichkin V.E., Klubnichkin E.E., Kotiev G.O., Beketov S.A., Makarov V.S. Interaction between elements of the track ground contacting area with the soil at curvilinear motion of the timber harvesting machine // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2018. V. 386. I. 1. article No 012016.
9. Kotiev G.O., Miroshnichenko A.V., Stadukhin A.A., Kositsyn B.B. Determination of mechanical characteristics of high-speed tracked vehicles traction motor with individual drive wheels (2019) Journal of Physics: Conference Series, 1177 (1), article No 012058.
10. Nikitin A.O. Teoriya tanka [Tank theory]. Moscow: Tipografiya Voennoj ordena Lenina akademii brontankovykh voysk Publ., 1962. 584 p.
11. Platonov V.F., Leishvili G.R. Gusenichnye i kole-snyye transportno-tyagovyye mashiny [Tracked and wheeled transport and traction vehicles]. Moscow: Mashinostroenie Publ.. 1986. 296 p.
12. Zabavnikov N.A. Osnovy teorii transportnykh gusenichnykh mashin [Fundamentals of the theory of transport tracked vehicles]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1975, 448 p.
13. Rotenberg R.V. Podveska avtomobilya [Vehicle suspension]. Izd 3-e, pererabot. i dop. Moscow: Mashinostroenie Publ.. 1972. 392 p.