

УДК 629.3.014

Определение передаточных отношений механической части электромеханической трансмиссии трактора

Канд. техн. наук, доц. Ч. И. Жданович¹⁾, инж. Н. В. Калинин¹⁾

¹⁾Белорусский национальный технический университет (Минск, Республика Беларусь)

© Белорусский национальный технический университет, 2016
Belarusian National Technical University, 2016

Реферат. Разработана методика для выбора числа передач и передаточных отношений передач механической части трансмиссии для колесного трактора с электромеханической трансмиссией, содержащей тяговый асинхронный электродвигатель с частотным управлением. Предлагается определить передаточное отношение исходя из: обеспечения зависимости момента на колесах от скорости движения трактора, наилучшим образом подходящей для тяги, в том числе и на участке перехода с одной передачи на другую; обеспечения номинального режима работы электродвигателя для всех операций трактора, на которых он работает продолжительное время; обеспечения минимально возможного количества передач; полной реализации мощности двигателя внутреннего сгорания на колесах трактора на предельном режиме работы электродвигателя. Поскольку характеристика асинхронного электродвигателя с частотным регулированием содержит различные участки, которые в зависимости от условий движения могут быть полностью или частично использованы, число передач определяется в процессе нахождения передаточных отношений, а не заранее. Момент на колесах трактора с электромеханической трансмиссией может быть ограничен: по сцеплению колес с опорной поверхностью, по максимальной мощности двигателя внутреннего сгорания, которая может передаваться на колеса, и моментом, развиваемым тяговым электродвигателем. Для всех операций трактора, на которых он работает продолжительное время, предлагается не превышать номинальный режим работы тягового электродвигателя, поскольку длительная работа при значительном превышении номинального режима работы асинхронного электродвигателя приведет к низкой эффективности и высоким потерям мощности, большому выделению теплоты и как следствие к необходимости разрабатывать более сложную систему охлаждения электродвигателя. Для работы в непродолжительных режимах может быть обоснованное превышение номинального момента электродвигателя, чтобы не выбирать более мощный электродвигатель или не делать дополнительную передачу в коробке.

Ключевые слова: момент, передаточное отношение, режим работы, теоретическая скорость, трансмиссия, тяговый асинхронный электродвигатель, характеристика, число передач

Для цитирования: Жданович, Ч. И. Определение передаточных отношений механической части электромеханической трансмиссии трактора / Ч. И. Жданович, Н. В. Калинин // *Наука и техника*. 2016. Т. 15, № 1. С. 29–36

Determination of Transmission Gear Ratio in Mechanical Part of Tractor Electro-Mechanical Transmission

Ch. I. Zhdanovich¹⁾, N. V. Kalinin¹⁾

¹⁾Belarusian National Technical University (Minsk, Republic of Belarus)

Abstract. A methodology has been developed for selection of gear number and transmission gear ratios in mechanical part of a wheel-type tractor with electro-mechanical transmission containing a propulsion asynchronous electric motor with variable-frequency control. The paper proposes to determine a transmission gear ratio on the basis of the following: provision of wheel torque dependence on tractor speed which is the best one for a traction process and during transfer from one gear to the other; provision of nominal operational mode of the electric motor for all tractor operations where it is working for a long period of time; provision of minimum possible number of gears; complete realization of internal combustion engine power on the

Адрес для переписки

Калинин Никита Владимирович
Белорусский национальный технический университет
ул. Я. Коласа, 12,
220013, г. Минск, Республика Беларусь
Тел.: +375 17 292-82-05
avto_atf@bntu.by

Address for correspondence

Kalinin Nikita V.
Belarusian National Technical University
12 Ya. Kolasa str.,
220013, Minsk, Republic of Belarus
Tel.: +375 17 292-82-05
avto_atf@bntu.by

tractor wheels at limit operational mode of the electric motor. As a characteristic of the asynchronous electric motor with variable-frequency control contains various portions which can be used either completely or partially due to operating conditions, the gear number is determined in the process of transmission gear ration finding but not prior to this. A wheel torque of the tractor with electro-mechanical transmission can be limited according to the following factors: grip of wheel with supporting surface; maximum power of an internal combustion engine which can be transferred to the wheels and a torque which is developed by a propulsion electric motor. It is not proposed to exceed nominal operational mode of the propulsion electric motor for all the operations of the tractor if it is working for a long period of time because in the case of significant excess of the nominal operational mode of the asynchronous electric motor its rather long operation leads to low efficiency and high losses in power, large heat liberation and consequently requires to develop more complicated system for electric motor cooling. An excess of nominal electric motor torque can be justified for short-term operational modes because in this case there is no need to select more powerful electric motor and create an additional gear in the gear-box.

Keywords: torque, transmission gear ratio, operational mode, theoretical speed, transmission, propulsion asynchronous electric motor, characteristics, gear number

For citation: Zhdanovich Ch. I., Kalinin N. V. (2016) Determination of Transmission Gear Ratio in Mechanical Part of Tractor Electro-Mechanical Transmission. *Science & Technique*. 15 (1), 29–36 (in Russian)

Введение

Для транспортных средств, колеса которых приводятся во вращение от тягового электродвигателя (например, троллейбус, трамвай), переключение передач, как правило, не используется, поскольку возможности электродвигателя позволяют развить высокий момент (в 2–3 раза больше номинального), а для движения с высоким КПД достаточно поддерживать определенную скорость. Колесный трактор с электромеханической трансмиссией в отличие от таких транспортных средств используется для различных режимов работы [1, с. 69], для каждого из которых установлен определенный диапазон скоростей движения. Например, трактор 5-го класса при работе с отвалом бульдозера должен развивать скорость 2,5–4,0 км/ч [2, с. 19], при работе на пахоте используются плуги [3], требующие скорости 8–11 км/ч, а при работе на транспортном режиме скорость может достигать максимальных значений (около 36 км/ч [4]). Электродвигатель (ЭД) не может дать высокий КПД в таком широком диапазоне частоты вращения и нагрузки, по этой причине необходимо обеспечить возможность изменения передаточного отношения механической части трансмиссии.

Электродвигатель обладает определенной характеристикой, которая зависит от типа применяемого ЭД и способа управления им; при этом характеристика на номинальном и предельно возможном режимах работы будет разной. При учете высокой перегрузочной способности ЭД можно значительно уменьшить число

передач, подобрав передаточное отношение исходя из обеспечения продолжительных режимов работы при номинальном режиме, не требуя работы ЭД в номинальном режиме для непродолжительных предельных режимов работы трактора (разгон, преодоление препятствия и т. д.). По этой и другим причинам известные методики расчета передаточных отношений передач для ступенчатой механической трансмиссии не являются приемлемыми для электромеханической трансмиссии. Предлагается методика выбора передаточных отношений, учитывающая особенности ЭД и электромеханической трансмиссии, а также свойства опорной поверхности.

Определение передаточных отношений и числа передач для трактора с тяговым асинхронным двигателем с частотным управлением

Рассмотрим тяговый асинхронный двигатель (ТАД) трактора, регулируемый изменением напряжения и частоты напряжения обмотки статора согласно [5]. При номинальном скольжении s_n , номинальном напряжении и номинальной частоте питающего напряжения $f_{1,n}$ ТАД разовьет номинальный момент (рис. 1, точка N). Механическую характеристику ТАД, полученную при его номинальном скольжении s_n , как и в [5], будем считать номинальной (при отклонении f_1 от $f_{1,n}$ оптимальным будет режим при постоянном скольжении [6, с. 442–445]), а при критическом скольжении $s_{кр}$ – предельной (при $s_{кр}$ момент будет максимальным [7, с. 166]). При построении механической характеристи-

ки ТАД согласно [5] при s_n получим три участка характеристики (рис. 1, график 1): участок ND – при изменении частоты f_1 питающего напряжения от номинального $f_{1,n}$ до максимального $f_{1,max}$ значения; мощность ТАД при s_n практически постоянна; участок NB – от $f_{1,n}$ до $f_{1,lim}$ (при дальнейшем понижении частоты менее $f_{1,lim}$ момент начнет падать согласно [5]); момент практически постоянен; участок AB – от $f_{1,lim}$ до минимального значения; с падением f_1 уменьшаются и мощность, и момент. Точке N соответствует частота $f_{1,n}$, B – $f_{1,lim}$, D – $f_{1,max}$. Зависимость частоты вращения n_2 ротора ТАД от f_1 находится согласно [9, (3)], момент M ТАД – согласно [8]. При $s_{кр}$ вид характеристики будет несколько отличаться (рис. 1, график 2): частоте $f_{1,max}$ соответствует точка D' ; $f_{1,n}$ – точка N' ; $f_{1,lim}$ – точка B' ; точка A' соответствует минимальному значению частоты. Отличие формы графика 2 от формы графика 1 объясняется тем, что $s_{кр}$ зависит от f_1 [5], поэтому для каждой точки графика 2 будет разным, в то время как s_n берется постоянным для каждой точки графика 1.

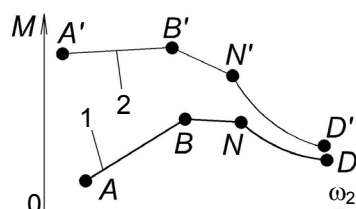


Рис. 1. Характеристика ТАД при скольжении:
1 – номинальном; 2 – критическом

Fig. 1. Traction induction motor speed torque curve:
1 – rated slip; 2 – slip for maximum torque

Необходимо учитывать, что момент ТАД может быть ограничен моментом по сцеплению и моментом по мощности двигателя внутреннего сгорания (ДВС) [9]. Для того чтобы можно было сразу определить, обеспечиваются или нет требуемые условия движения, рекомендуется строить характеристику зависимости момента M_k на колесах от скорости движения (действительной v_d или теоретической v_t), где момент на колесах определяется в зависимости от момента ТАД, а скорость движения – от частоты вращения ТАД [9].

Следует определить, какой именно участок механической характеристики ТАД применить для работы на той или иной передаче. Для меньшего количества передач в коробке желательно использовать как можно больший участок механической характеристики ТАД.

Характеристика $M_k(v_t)$ при s_n будет наилучшей, если при уменьшении скорости движения трактора момент станет возрастать. В этом случае при увеличении дорожного сопротивления скорость уменьшится и момент возрастет, поэтому будет обеспечиваться устойчивое движение [10, с. 92]. Такой вид характеристики $M_k(v_t)$ для какой-либо передачи в отдельности отличается при использовании участка ND механической характеристики ТАД (рис. 1). По этой причине для высшей (n -й) передачи берется полностью участок ND . Передаточное отношение n -й передачи $i_{тр,В1}$ определяется исходя из обеспечения максимальной скорости движения трактора при $f_{1,max}$. Если для данного участка характеристики момент ТАД слишком мал, то это значит, что нужно подбирать ТАД большей мощности.

Формулу для определения $i_{тр,В1}$ получим из [9, (7), (8)]

$$i_{тр,В1} = \frac{7,2\pi r_d f_{1,max}}{v_{t,max} p_1} (1-s) = \frac{7,2\pi r_d f_{1,max}}{v_{d,max} p_1} (1-s)(1-\delta), \quad (1)$$

где r_d – динамический радиус качения колеса, м; δ – коэффициент буксования; p_1 – число пар полюсов ТАД; s – скольжение ТАД; $v_{t,max}$, $v_{d,max}$ – максимальная теоретическая и действительная скорости движения трактора.

По той же причине при переключении с высшей на низшую передачу был бы наилучшим вариант, показанный на рис. 2а: передачи плавно переключаются в точке C и обеспечивается наиболее подходящий вид характеристики $M_k(v_t)$. Однако если взять только участок ND характеристики для работы на n -й и весь участок ND для работы на $(n-1)$ -й передаче, то может получиться вид характеристики аналогично рис. 2б, когда при переключении на более низшую передачу момент резко падает. Если такое случится при работе на предельной

характеристике, то трактор при скорости движения, соответствующей точке C , не сможет при разгоне развить момент, который может быть обеспечен характеристикой $M_k(v_r)$ при работе трактора на n -й передаче, поскольку уже после точки C' при работе на $(n - 1)$ -й передаче момент начнет уменьшаться. При работе на номинальной характеристике можно при движении от C' до C увеличить скольжение ТАД, но тогда характеристика уже не будет номинальной. Можно на n -й передаче полностью или частично использовать участок NB : тогда переключение произойдет аналогично кривой на рис. 2с.

Случаи переключения передач при различных передаточных отношениях $(n - 1)$ -й передачи (характеристики работы трактора на $(n - 1)$ -й передаче представлены в виде графиков 1, 2, 3; самое большое передаточное отношение – для кривой 3, самое малое – для кривой 1) и одном и том же передаточном отношении n -й передачи (характеристика работы трактора на n -й передаче представлена в виде графика 4) рассмотрены на рис. 3.

Чтобы выдержать условие устойчивого движения, переключение необходимо выполнять в точке C_1' для первой кривой и в C_2' – для второй; максимальная частота питающего напряжения будет соответствовать точкам $C_2^{(1)}$ и $C_2^{(2)}$. При одной и той же скорости кривая 1 обеспечивает наибольший момент, но при этом диапазон на $(n - 1)$ -й передаче сужается, поскольку согласно условию устойчивого движения переключение должно выполняться в точке C_1' . Кривая 3 обеспечивает наиболее широкий диапазон работы на $(n - 1)$ -й передаче, поскольку участок ND (рис. 1) характеристики используется полностью при работе на $(n - 1)$ -й передаче. Однако точка B участка NB характеристики ТАД при работе на n -й передаче может оказаться не левее точки $C_3^{(1)}$, а значительно правее. Например, точка B совпадает с точкой C_2' . Тогда вместо кривой 3 может быть использована кривая 2; в этом случае длина участка характеристики ND при работе на $(n - 1)$ -й передаче уменьшится, но не так существенно, как при работе по кривой 1.

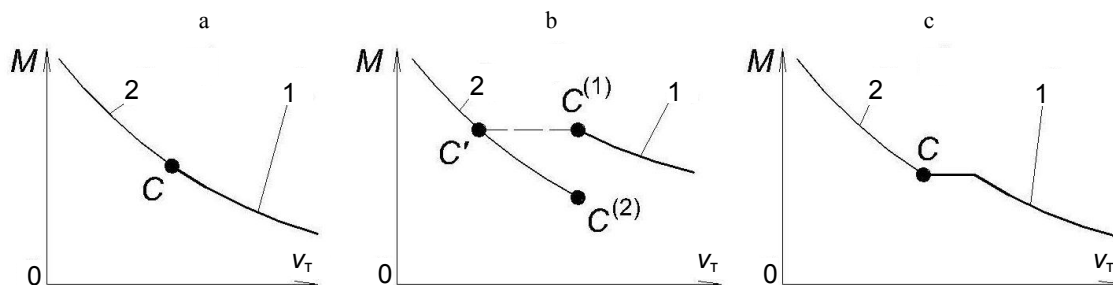


Рис. 2. Возможный вид соединения кривых зависимости момента на колесах от теоретической скорости для двух передач (а–с): 1 – кривая при работе на n -й передаче; 2 – кривая при работе на $(n - 1)$ -й передаче; C – точка переключения передач

Fig. 2. Possible connecting type of curves pertaining to dependence of wheel torque on theoretical speed for two gears (a-c): 1 – curve while operating with n -gear; 2 – curve while operating with $(n - 1)^{\text{st}}$ gear; C – point of gear-changing

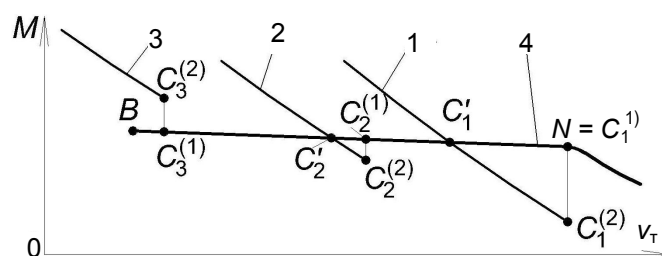


Рис. 3. Возможные случаи переключения передач

Fig. 3. Possible cases of gear change

Оценить, достаточно ли большой момент разовьет ТАД на $(n - 1)$ -й передаче при передаточном отношении, соответствующем кривой 3, или необходимо брать меньшее передаточное отношение, можно при помощи характеристики, показывающей максимально возможный момент на колесах исходя из ограничения по мощности ДВС (момент $M_{kДВС}$) и по сцеплению колес с опорной поверхностью ($M_{кф}$). Момент $M_{кф}$ на колесах определим согласно [11, с. 132]. Для приближенного определения $M_{kДВС}$ из зависимостей [10, с. 106, (3.42); с. 105, (3.34); с. 24, (1.17)] при максимально возможной мощности ДВС $P_{ДВС}$ и без отбора мощности получим формулу

$$M_{kДВС} = \frac{P_{ДВС} \eta_{тр}}{\omega_k} = \frac{P_{ДВС} r_{ст} \eta_{тр}}{v_t}, \quad (2)$$

где $r_{ст}$ – статический радиус колеса; ω_k – угловая скорость вращения колеса; $\eta_{тр}$ – КПД трансмиссии.

Более точно значение $M_{kДВС}$ можно вычислить по [9].

Для определения точки C можно использовать ЭВМ. Блок-схема приведена на рис. 4, где $f_{д, \max}$ – верхняя граница диапазона частот ТАД при работе на $(n - 1)$ -й передаче; $f_{д, \min}$ – нижняя граница при работе на n -й передаче; M_{B1} – мо-

мент на колесах при включенной n -й передаче и частоте $f_{д, \min}$; M_{B2} – то же при включенной $(n - 1)$ -й передаче и частоте $f_{д, \max}$. В блоке 1 расчет v_t производится по формуле [9, (7)], расчет $i_{тр, B1}$ в блоке 2 – по (1), где вместо $v_{t, \max}$ берется значение v_t , полученное в блоке 1; M_{B1} и M_{B2} – по методике [8]; hf – шаг изменения частоты.

Точка переключения находится для работы на номинальном режиме, затем выполняется проверка на предельном режиме работы, после чего передаточное отношение низшей передачи при необходимости корректируется.

После определения передаточного отношения передачи следует проверить, нужна ли $(n - 2)$ -я передача. Для этого можно построить характеристику $M(v_t)$ для трактора при работе на $(n - 1)$ -й передаче, используя все участки характеристики ТАД (в том числе и участок BA). Если две передачи обеспечивают требуемый момент на колесах для всех операций при номинальном режиме работы ТАД, а момент при работе на предельной характеристике не падает с понижением частоты f_1 , то двух передач достаточно. Если необходима $(n - 2)$ -я передача, то аналогично ищется точка переключения передач с $(n - 1)$ -й на $(n - 2)$ -ю и т. д.

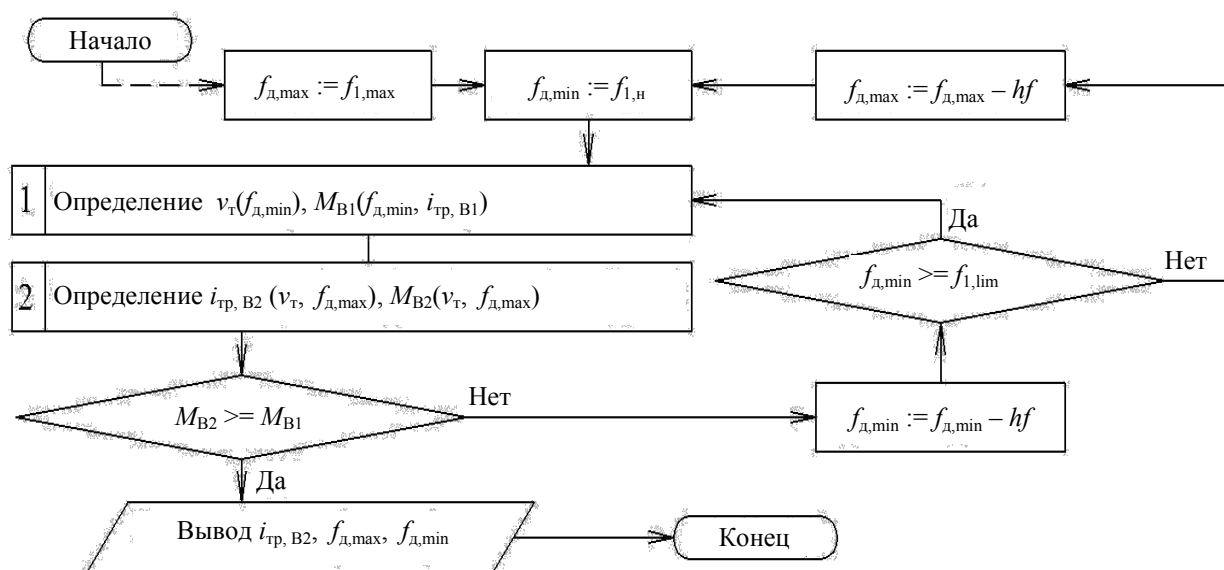


Рис. 4. Блок-схема алгоритма нахождения точки переключения передач

Fig. 4. Flowgraph for determine point of gear change

Определение передаточных чисел на примере трактора 5-го класса

По данной методике найдем число передач трактора 5-го класса для коэффициента сцепления $\varphi_{\text{сц}} = 0,6$. Зависимость, показывающую максимально возможный момент на колесах исходя из ограничения по мощности ДВС и по сцеплению колес с опорной поверхностью (для каждой точки построения берется минимальное значение из двух: $M_{\text{кф}}$ и $M_{\text{кДВС}}$), приведем на рис. 5. Это – предельно возможная характеристика для трактора с заданным сцепным весом, заданным коэффициентом сцепления и установленным ДВС. Момент, выше данного при таком ДВС, сцепном весе и коэффициенте сцепления, развить не удастся независимо от мощности ТАД, количества передач в коробке и передаточных отношений передач в коробке.

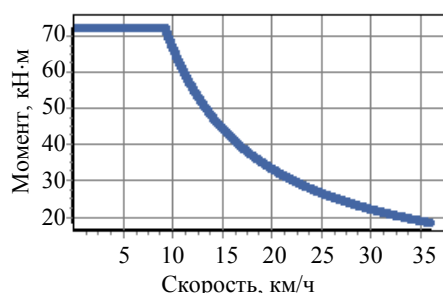


Рис. 5. Максимально возможный момент на колесах по мощности ДВС и сцеплению

Fig. 5. Maximum possible driving-wheel torque limited by the power of the internal combustion engine and by adhesion factor

Если теоретическая скорость 8 км/ч достаточна для пахоты, то можно ограничиться двумя передачами (табл. 1, рис. 6). Кривая 2 на рис. 6 соответствует максимальному моменту, который может обеспечить тяговый электродвигатель с учетом ограничения по сцеплению с опорной поверхностью и по мощности ДВС, т. е. при построении характеристики берется меньшее значение из трех моментов: момента ТАД при критическом скольжении, $M_{\text{кф}}$ и $M_{\text{кДВС}}$. При подобранных передаточных отношениях коробки (табл. 1) по расчетам согласно [8, 9] скольжение ТАД на участке характеристики справа от точки F и слева от E превысит номинальное и не достигнет критического, т. е. режим работы ТАД находится между номинальным и предельным. На участке EF

скольжение ТАД будет ниже номинального. Кривой 1 справа от точки F и слева от E соответствует номинальный режим работы ТАД. На участке EF кривая 1 ограничена кривой 2: ограничение по сцеплению не позволит выйти электродвигателю даже на номинальный режим работы; в точках E и F скольжение номинальное, а между ними оно ниже номинального; C – точка переключения передач. Слева от E и справа от F между кривыми 1 и 2 ТАД работает со скольжением, выше номинального и ниже критического, т. е. превышен номинальный режим работы. Ниже кривой 1 скольжение ТАД меньше номинального, т. е. номинальный режим работы не достигнут.

Таблица 1

Результаты расчета при использовании двухскоростной коробки передач

Calculation results while using two-speed transmission

Показатель	Диапазон передач	
	1	2
Диапазон частот питания ТАД, Гц	63–180	До 180
Передаточное отношение	35,57	103,00
Диапазон скоростей $v_{\text{т}}$, км/ч	15–45	До 15

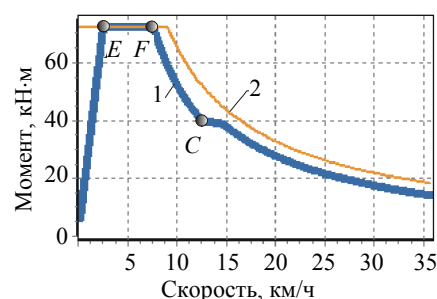


Рис. 6. Динамическая характеристика трактора с двухскоростной коробкой передач при коэффициенте сцепления $\varphi_{\text{сц}} = 0,6$

Fig. 6. Dynamic characteristic of tractor equipped with two-speed gearbox with adhesion factor equals 0,6

Если сравнить график на рис. 5 и кривую 2 на рис. 6, то видно, что ТАД при подобранных передаточных отношениях может обеспечить максимально возможный момент на колесах трактора, который определяется сцеплением колес с опорной поверхностью и максимальной мощностью ДВС. По кривой 1 на рис. 6 видно, что: 1) ТАД при номинальном режиме работы обеспечивает рабочие режимы трактора, требующие максимально возможный момент по сцеплению (точка E – бульдозерные работы;

F – пахота), а на отрезке EF при расчетном коэффициенте сцепления ТАД не сможет развить даже номинальный режим; 2) при работе на транспортном режиме условие устойчивого движения соблюдается. Чтобы проверить, можно ли на участке EF работать на пахоте с увеличенным сцепным весом, сохраняя при этом номинальное скольжение ТАД, на рис. 7 построим те же кривые 1 и 2 при массе трактора, увеличенной с эксплуатационной до максимальной. Отрезок EF уменьшится до $E'F'$. В точках E' и F' скольжение будет номинальным, а между ними – ниже номинального. В соответствии с кривой 1 при увеличенном сцепном весе трактора можно работать на пахоте, сохраняя номинальный режим, несколько снизив скорость (точка F'). Как видно по кривой 2, момент по сцеплению обеспечивается на всем скоростном диапазоне до точки E' , т. е. трактор сможет разогнаться при превышении номинального режима работы ТАД. Таким образом, по обеим кривым рис. 7 видно, что подобранные передаточные отношения позволяют работать трактору на пахоте при увеличенном сцепном весе.

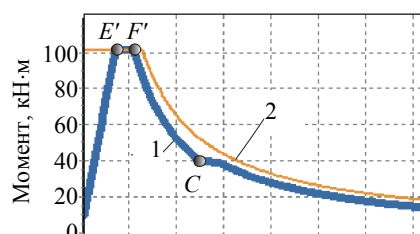


Рис. 7. Динамическая характеристика трактора с двухскоростной коробкой передач при коэффициенте сцепления $\phi_{\text{сц}} = 0,6$ и увеличенной массе трактора

Fig. 7. Dynamic characteristic of tractor equipped with two-speed gearbox with adhesion factor equals 0,6 and jumbo weight of tractor

ВЫВОДЫ

1. Предложена методика для выбора числа передач коробки и передаточных отношений механической части электромеханической трансмиссии трактора, содержащей тяговый асинхронный электродвигатель с частотным регулированием, которая применена на примере колесного трактора 5-го класса.

2. Для колесного трактора 5-го класса с максимальной скоростью движения 36 км/ч при

коэффициенте сцепления колес с опорной поверхностью 0,6 достаточно применить две передачи в коробке: для работы на всех операциях трактора номинальное скольжение не будет превышено; на предельном режиме работы электродвигателя во всем диапазоне скоростей трактора обеспечится максимально возможный момент на колесах, определяемый по максимальной мощности двигателя внутреннего сгорания и по сцеплению колес с опорной поверхностью.

ЛИТЕРАТУРА

1. Тракторы. Дипломное проектирование / Я. Е. Атаманов [и др.] / под общ. ред. В. В. Будько. Минск: Вышэйш. шк., 1985. 160 с.
2. Холодов, А. М. Землеройно-транспортные машины / А. М. Холодов, В. В. Ничке, Л. В. Назаров. Харьков: Вища шк., 1982. 192 с.
3. Создание на РУП «Минский тракторный завод» многокорпусных плугов для высокопроизводительной обработки почвы [Электронный ресурс] // Министерство промышленности Республики Беларусь. Режим доступа: <http://www.minprom.gov.by/innovacia?ID=25>. Дата доступа: 04.02.2013.
4. Трактор 3023 // Официальный интернет-портал ПО «Минский тракторный завод» [Электронный ресурс]. 1998–2013. Режим доступа: <http://www.belarus-tractor.com/ru/main.aspx?guid=45893&mode=fullinfo>. Дата доступа: 08.04.2013.
5. Жданович, Ч. И. Выбор способа регулирования тягового асинхронного электродвигателя трактора и построение механической характеристики / Ч. И. Жданович, Н. В. Калинин // Наука и техника. 2013. № 3. С. 60–67.
6. Белоусов, Б. Н. Колесные транспортные средства особо большой грузоподъемности. Конструкция. Теория. Расчет / Б. Н. Белоусов, С. Д. Попов; под общ. ред. Б. Н. Белоусова. М.: Изд-во МГТУ имени Н. Э. Баумана, 2006. 728 с.
7. Кацман, М. М. Электрические машины / М. М. Кацман. М.: Высш. шк., 2000. 463 с.
8. Жданович, Ч. И. Зависимость характеристик трактора с механической трансмиссией от температуры обмоток тягового электродвигателя / Ч. И. Жданович, Н. В. Калинин // Проблемы проектирования и развития тракторов, мобильных машин, городского электротранспорта: материалы Междунар. науч.-техн. конф., посвящ. 60-летию кафедры «Тракторы» БНТУ, Минск, 23–24 нояб. 2013 г. / БНТУ; редкол.: В. П. Бойков, Ч. И. Жданович. Минск, 2013. С. 60–67.
9. Жданович, Ч. И. Определение максимального момента на колесах трактора с электромеханической трансмиссией / Ч. И. Жданович, Н. В. Калинин // Проблемы проектирования и развития тракторов, мобильных машин, городского электротранспорта: материалы Междунар. науч.-техн. конф., посвящ. 60-летию кафедры

«Тракторы» БНТУ, Минск, 23–24 нояб. 2013 г. / БНТУ; редкол.: В. П. Бойков, Ч. И. Жданович. Минск, 2013. С. 54–59.

10. Тарасик, В. П. Теория движения автомобиля / В. П. Тарасик. СПб.: БХВ-Петербург, 2006. 478 с.
11. Тракторы. Ч. 3. Конструирование и расчет / В. В. Гуськов [и др.]; под общ. ред. В. В. Гуськова. Минск: Вышэйш. шк., 1981. 383 с.

Поступила 24.07.2015

Подписана в печать 25.09.2015

Опубликована онлайн 22.01.2016

REFERENCES

1. Atamanov Iu. E., Budko V. V., Boikov V. P., Vasilev V. T., Kabanov V. I., Lefarov A. Kh., Masiuk S. K. (1985) *Tractors. Diploma Project Engineering*. Minsk, Vesheyskaya Shkola. 160 p. (in Russian).
2. Kholodov A. M., Nichke V. V., Nazarov L. V. (1982) *Earth-Moving and Transport Machinery*. Kharkov, Vysshaya Shkola. 192 p. (in Russian).
3. Development of Multi-Bottom Ploughs for Highly-Productive Soil Treatment at RUE "Minsk Tractor Works". *Ministry of Industry of the Republic of Belarus*. Available at: <http://www.min.prom.gov.by/innovacia?ID=25>. (Accessed 4 February 2013) (in Russian).
4. Tractor 3023. *Official Web-Portal of RUE "Minsk Tractor Works"*. Available at: <http://www.belarus-tractor.com/ru/main.aspx?guid=45893&mode=fullinfo>. (Accessed 4 April 2013) (in Russian).
5. Zhdanovich Ch. I., Kalinin N. V. (2013) Selection of Method for Regulation of Traction Asynchronous Electric Motor of Tractor and Development of Mechanical Characteristics. *Nauka i Tekhnika* [Science and Technique], (3), 60–67 (in Russian).
6. Belousov B. N., Popov S. D. (2006) *Specifically Heavy-Duty Wheeled Vehicles. Design. Theory. Calculation*. Moscow: Publishing House of Moscow State Technical University Named after N. E. Bauman. 728 p. (in Russian).
7. Katsman M. M. (2000) *Electrical Machinery*. Moscow, Vysshaya Shkola. 463 p. (in Russian).
8. Zhdanovich Ch. I., Kalinin N. V. (2013) Dependence of Characteristics of Tractor with Mechanical Transmission on Temperature of Traction Electric Motor Windings. *Problems in Designing and Development of Tractors, Mobile Machinery, Urban Electric Transport. Proceedings of International Scientific and Technical Conference Devoted to the 60th Anniversary of "Tractors" Department, BNTU, Minsk, November 23–24, 2013*. Minsk, BNTU, 60–67 (in Russian).
9. Zhdanovich Ch. I., Kalinin N. V. (2013) Determination of Maximum Moment on Wheels of Tractor with Electro-Mechanical Transmission. *Problems in Designing and Development of Tractors, Mobile Machinery, Urban Electric Transport: Proceedings of International Scientific and Technical Conference Devoted to the 60th Anniversary of "Tractors" Department, BNTU, Minsk, November 23–24, 2013*. Minsk, BNTU, 54–59 (in Russian).
10. Tarasik V. P. (2006) *Theory of Automobile Movement*. Saint-Petersburg, BKhV-Petersburg. 478 p. (in Russian).
11. Guskov V. V., Ksenevich I. P., Atamanov Iu. E., Solon-skii A. S. (1981) *Tractors. Part 3. Designing and Calculation*. Minsk, Vesheyskaya Shkola. 383 p. (in Russian).

Received: 24.07.2015

Accepted: 25.09.2015

Published online: 22.01.2016