



УДК 549.25/28

By Хай Куан, В.Д. Валяжонков, О.А. Михайлов

ПОВЫШЕНИЕ ТОПЛИВО-ЭКОНОМИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ТРЕЛЕВОЧНОГО ТРАКТОРА ПУТЕМ ОПТИМИЗАЦИИ ПАРАМЕТРОВ ТРАНСМИССИИ

В статье рассматривается методика оптимизации параметров рабочих передаточных чисел трансмиссии отечественного трелевочного трактора. За основной критерий оптимизации принята максимальная производительность, а в качестве вспомогательного критерия используется минимальный удельный расход топлива на 1 м³ стрелеванной древесины.

Ключевые слова: трелевочный трактор, максимальная производительность, расход топлива, древесина.

Wu Hay Chuen, V.D. Valyazhonkov, O.A. Mikhaylov

INCREASING OF THE SKIDDING TRACTOR FUEL AND ECONOMIC INDICES BY OPTIMIZING THE TRANSMISSION PARAMETERS

The methodology of parameter optimizing for the transmission working gear ratios of the domestic skidding tractor is considered in the article. The maximum efficiency is taken as the main optimization criterion, and the minimum specific fuel consumption per 1 cubic meter of skidded wood is used as the auxiliary criterion.

Key words: skidding tractor, maximum efficiency, fuel consumption, wood.

Введение. Трелевочный трактор до сих пор является одним из самых распространенных типов лесопромышленных тракторов на лесозаготовках. Объем древесины, заготавливаемой гусеничными трелевочными тракторами в России, достигает 80 %, а в США и Канаде доходит примерно до 40 %. Цикл работы трелевочного трактора состоит из четырех основных элементов: набор пачки, грузовой ход (трелевка), сброс пачки, холостой ход. Самым нагруженным и энергоемким процессом является грузовой ход, эффективность выполнения которого требует максимальной реализации тягово-мощностных показателей машины. Обеспечение этого условия связано с оптимальным выбором передаточных чисел трансмиссии.

Цель исследований. Изучение влияния величины и количества передаточных чисел коробки передач трелевочного трактора на производительность и топливную экономичность в процессе грузового хода.

Материалы и методы исследований. В опубликованных работах [1,2] данная проблема рассматривалась авторами, однако до конца она не изучена. Так, например, в качестве критерия в названных работах используется максимальная средняя мощность на крюке при выполнении грузового хода, а с нашей точки зрения, этого критерия недостаточно, поскольку он не полностью гарантирует обеспечение максимальной производительности и топливной экономичности. В качестве критериев, более полно отражающих особенности работы трелевочных тракторов, можно назвать максимальную производительность (Π_{\max}) и минимальный расход топлива на 1 м³ стрелеванной древесины (удельный расход) – (G_n).

Производительность трактора в общем виде можно записать по формуле:

$$\Pi = \frac{Q}{t}, \frac{\text{м}^3}{\text{ч}}, \quad (1)$$

где Q – объем трелюёной пачки, м^3 ;

t – время выполнения грузового хода, с.

Время определяем по формуле:

$$t = \frac{S}{V}, \text{ с}, \quad (2)$$

где S – расстояние трелевки, м;

V – скорость движения трактора при грузовом ходе, км/ч .

Удельный расход топлива определяем по формуле:

$$G_{\Pi} = \frac{G_t}{\Pi}, \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}, \quad (3)$$

где G_t – часовой расход топлива, кг/ч ;

Π – производительность трактора при грузовом ходе, $\text{м}^3/\text{ч}$.

Скорость определяем по формуле:

$$V = \frac{N_k}{P_k}, \frac{\text{км}}{\text{ч}}, \quad (4)$$

где N_k – мощность на ведущем колесе, kВт ;

P_k – касательная сила тяги, kН .

Многочисленные исследования [2, 3, 4, 7, 8] показали, что распределения крутящего момента на карданным валу (на колесе) подчиняются нормальному закону распределения, поскольку тяговые усилия на ведущем колесе пропорциональны крутящему моменту. Можно вполне реально допустить, что распределения тяговых сил тоже подчиняютсяциальному закону распределения, поэтому величины этих критериев должны определяться с учетом нормального закона распределения тяговых усилий, параметры которых будут определяться природно-производственными условиями (ППУ) и объемами трелюемых пачек деревьев.

Значения средней мощности и средней силы тяги определяются с учетом закона нормального распределения касательной силы тяги.

$$\bar{N}_k = \int_{P_{k\min}}^{P_{k\max}} N_k(P_k) f(P_k) dP_k, \quad (5)$$

$$\bar{V}_\delta = \int_{P_{k\min}}^{P_{k\max}} V_\delta(P_k) f(P_k) dP_k, \quad (6)$$

$$\bar{G}_t = \int_{P_{k\min}}^{P_{k\max}} G_t(P_k) f(P_k) dP_k, \quad (7)$$

где $N_k(P_k)$ – функциональная зависимость касательной мощности и касательной силы тяги; $V_\delta(P_k)$ – функциональная зависимость действительной скорости движения трелевочного трактора и касательной силы тяги; $G_t(P_k)$ – функциональная зависимость часового расхода топлива и касательного тягового усилия; $f(P_k)$ – плотность распределения вероятностей касательной силы тяги.

$$f(P_k) = \frac{1}{\sigma_k \sqrt{2\pi}} \exp \left\{ -\frac{1}{2} \left(\frac{P_k - \bar{P}_k}{\sigma_k} \right)^2 \right\}. \quad (8)$$

Для определения пределов интегрирования и подинтегральных функций необходимо произвести расчет тяговых характеристик [3] для ряда передач, которые удовлетворяют следующему условию:

$$\Sigma P_{\text{сопр}} \leq P_k < P_\varphi. \quad (9)$$

Условие (9) показывает, что возможность работы (движения) трелевочного трактора ограничивается силой тяги по двигателю P_k и ограничением по сцеплению P_φ . При этом передаточное число трансмиссии должно обеспечить изменение касательной силы тяги P_k во всем диапазоне изменения сил сопротивления движению $\Sigma P_{\text{сопр}}$, иначе двигатель трактора может заглохнуть, но при этом касательная сила P_k не должна превышать максимальную силу тяги по сцеплению P_φ , в противном случае, трактор будет буксовать на месте. Таким образом, условие (9) можно представить в следующем виде:

$$\sum P_{\text{сопр}} \leq \frac{M_{\text{max}} \cdot i_{mp}^j \cdot \eta_{mp}}{R_{38} \cdot 1000} < P_\varphi, \quad (10)$$

где M_{max} – максимальный крутящий момент двигателя, Нм; i_{mp}^j – общее передаточное число трансмиссии на j -й передаче; η_{mp} – общий КПД трансмиссии (в т.ч. КПД гусеничного движителя); R_{38} – радиус ведущей звездочки, м.

В общем виде сумма сопротивлений движению трактора определяется по выражению:

$$\sum P_{\text{сопр}} = P_f \pm P_i + P_{kp}. \quad (11)$$

Составляющие данного выражения рассчитываются по известным формулам [3].

Сила тяги по сцеплению P_φ может быть определена по формуле:

$$\begin{aligned} P_\varphi &= G_{\text{сц}} * \varphi \\ P_\varphi &= G_a + Q_1 \varphi, \end{aligned} \quad (12)$$

где $G_{\text{сц}}$ – сцепной вес трактора, кН;

φ – максимальный коэффициент сцепления.

Пределы интегрирования $P_{k \text{ min}} = P_f$ и $P_{k \text{ max}}$, где P_f и $P_{k \text{ max}}$ рассчитаны для конкретных ППУ. Величины P_f и $P_{k \text{ max}}$ зависят от коэффициентов самоподвижения f , сцепления φ и объема трелюемой пачки Q .

Результаты исследований и их обсуждение. В качестве примера проведем исследования влияния величины передаточного числа на эти показатели для трелевочного трактора «Онежец-300».

Исходные данные по трактору:

- двигатель Д-245-2С2, $N_e = 90$ кВт при 2200 мин^{-1} (внешняя скоростная характеристика двигателя приведена на рис. 1);
- радиус ведущей звездочки $R_{38} = 0,385$ м;
- вес машины с тросочокерным оборудованием $G_a = 121$ кН.

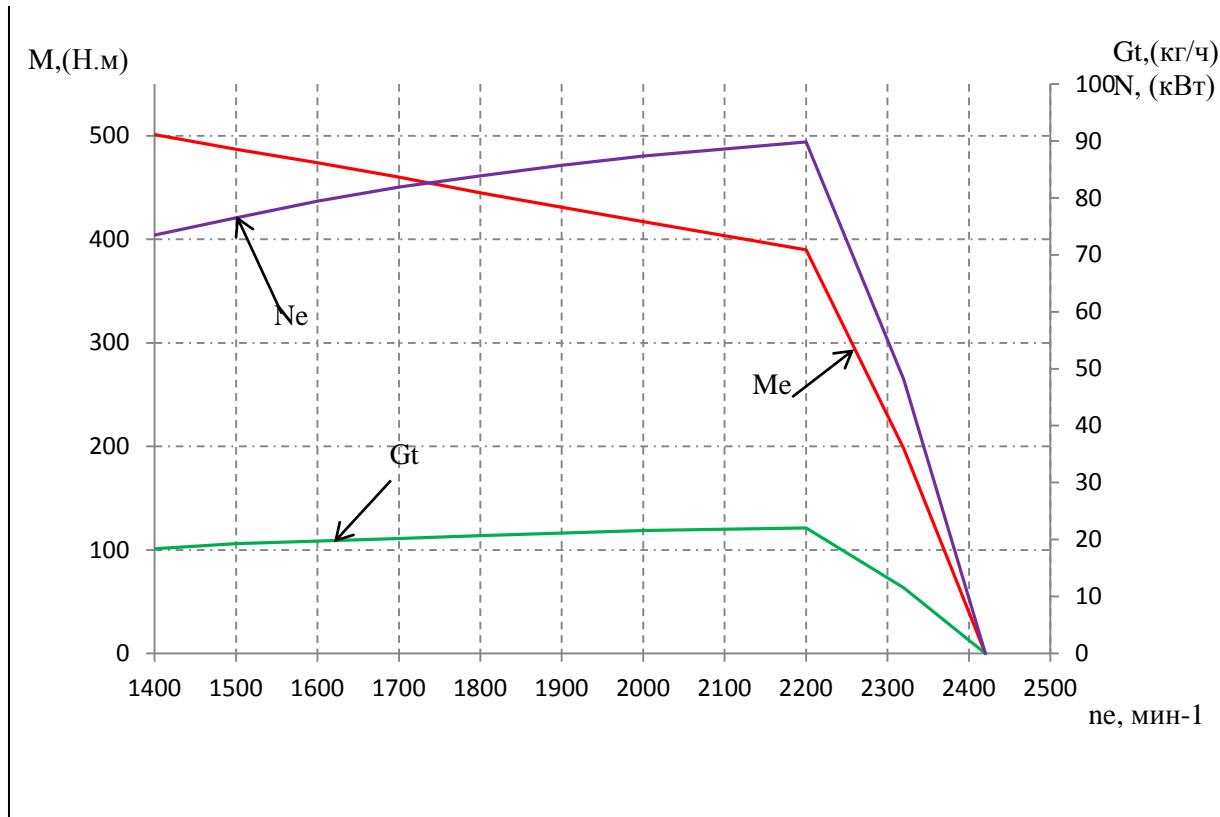


Рис. 1. Характеристика двигателя Д-245.2s2 по мощности и часовому расходу топлива

Расчеты приведены для ряда исходных параметров ППУ, коэффициентов самопередвижения и объёмов трелюёмой пачки, которые перечислены в табл. 1. Угол подъёма $\alpha = 10^\circ$, коэффициент сопротивления волочения пачки $f_b = 0,9$.

Таблица 1
Исходные данные для расчетов при различных вариантах ППУ

$Q=12 \text{ м}^3$	$f=0,1, \psi=0,8$	$f=0,2, \psi=0,7$	-
$Q=10 \text{ м}^3$	$f=0,1, \psi=0,8$	$f=0,2, \psi=0,7$	-
$Q=8 \text{ м}^3$	$f=0,1, \psi=0,8$	$f=0,2, \psi=0,7$	$f=0,25, \psi=0,55$
$Q=6 \text{ м}^3$	$f=0,1, \psi=0,8$	$f=0,2, \psi=0,7$	$f=0,25, \psi=0,55$

Для каждого варианта ППУ, приведенных в табл. 1, передаточные числа выбираются в следующем диапазоне.

$$\frac{\sum P_{\text{comp}} * R_{38} * 1000}{M_{\max} * \eta_{mp}} \leq i_{\text{pa6}} \leq \frac{P_{\max} * R_{38} * 1000}{M_{\max} * \eta_{mp}}. \quad (13)$$

Рассчитываем и строим тяговые характеристики для выбранных передач [5]. На основе полученных тяговых характеристик и с учетом закона нормального распределения касательной силы тяги (3,5) находим значения максимальной производительности и удельного расхода топлива по формулам (1), (3).

Расчеты сделаны для нескольких вариантов ППУ при различной рейсовой нагрузке (см. табл. 1). В качестве иллюстрации результаты расчетов представлены в виде графиков на рис. 2.

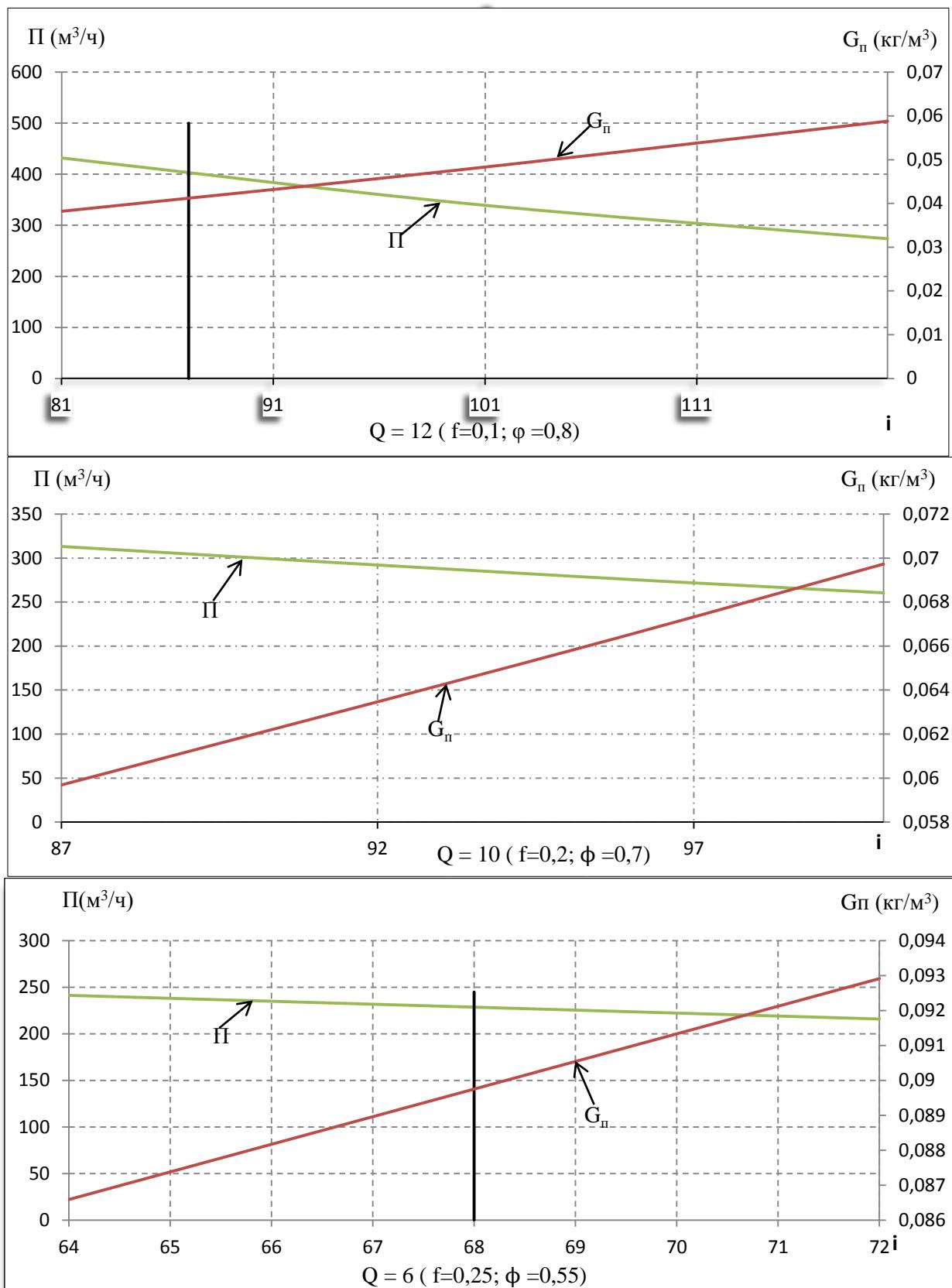


Рис. 2. Влияние передаточных чисел трансмиссии на производительность (Π_{\max}) и удельный расход топлива (G_n) для различных условий эксплуатации

Из рисунка 2 видно, что для каждого фиксированного ППУ существует одно оптимальное передаточное число для определенного объема трелюёмой пачки, которое обеспечивает максимальную производи-

тельность и минимальный удельный расход топлива. Если трактор работает только с этими оптимальными передачами и объемами, то в этом случае будут получаться максимальная производительность и минимальный удельный расход топлива. Произведя подобные исследования для всех вариантов ППУ и разных пачек, мы получили оптимальные передаточные ряды для трелевочного трактора «Оженец-300» (см. табл. 2).

Для сравнения такие же расчеты на основе этой методики были проведены для передаточных чисел коробки передач серийных машин (см. табл. 2).

Таблица 2
Полученные оптимальные рабочие передаточные числа для каждого фиксированного ППУ
с различными рейсовыми нагрузками

Вариант		Расчетные передачи				Серийные передачи			
Объем пачки		Q=12	Q=10	Q=8	Q=6	Q=12	Q=10	Q=8	Q=6
Условия работы									
$f=0,1, \Psi=0,8$	i Показатель	81	72	65	-	87,15	87,15	68	-
	N_{cp} , кВт	54,164	55,533	56,268	-	53,274	52,623	55,343	-
	Π_{cp} , м ³ /ч	439,5	417,6	371,7	-	406,27	336,799	352,013	-
	G_{cp} , кг/ч	16,772	17,065	17,168	-	16,691	16,549	17,017	-
	G_p , кг/м ³	0,0382	0,041	0,046	-	0,041	0,0491	0,0483	-
$f=0,2, \Psi=0,7$	i Показатель	-	87	77	68	-	87,15	87,15	68
	N_{cp} , кВт	-	55,864	57,655	60,202	-	55,804	54,327	60,202
	Π_{cp} , м ³ /ч	-	313,2	286,9	249,6	-	312,44	246,40	249,5
	G_{cp} , кг/ч	-	18,692	18,903	19,516	-	18,76	18,468	19,516
	G_p , кг/м ³	-	0,0597	0,066	0,078	-	0,06	0,075	0,078
$f=0,25, \Psi=0,55$	i Показатель	-	-	-	64	-	-	-	68
	N_{cp} , кВт	-	-	-	59,813	-	-	-	56,411
	Π_{cp} , м ³ /ч	-	-	-	241,4	-	-	-	218,63
	G_{cp} , кг/ч	-	-	-	20,902	-	-	-	20,398
	G_p , кг/м ³	-	-	-	0,087	-	-	-	0,093

Таблица 3
Результаты сравнения трёх оптимальных передаточных чисел с оптимальными пачками

Суммарная величина	Расчетные передачи (3 передачи)	Серийные передачи (3 передачи)
Суммарная производительность $\Sigma \Pi$, м ³ /ч	994,1	937,34
Минимальный удельный расход топлива G_p , кг/м ³	0,0567	0,0596

Сравнивая результаты расчетов, которые приведены в табл. 3, можно сказать, что если бы на тракторе использовались три «оптимальные» передачи, то производительность была бы выше на 6 %, а удельный расход топлива ниже на 5 %.

Таблица 4
Результаты сравнения для всех передаточных чисел с различными рейсовыми нагрузками

Суммарная величина	Расчетные передачи (3 передачи)	Серийные передачи (3 передачи)
Суммарная производительность $\Sigma \Pi$, м ³ /ч	2228,88	2122,152
Минимальный расход топлива G_p , кг/м ³	0,0576	0,06

В процессе эксплуатации трактор не всегда может работать только с “оптимальной” пачкой, поэтому были проведены расчеты для всех вариантов грунтов с разными объемами трелюемых пачек. Мы получили всего семь вариантов передач для всех типов ППУ, которые приведены в табл. 2. Очевидно, что использовать семь рабочих передач маловероятно в реальных условиях. Если мы принимаем три наши расчетные “оптимальные” передачи и три серийные передачи во всем диапазоне ППУ и для всех вариантов пачек деревьев, то получим результаты, которые представлены в табл. 4.

Из данных табл. 4 следует, что три наши расчетные “оптимальные” передачи обеспечивают повышение производительности на 5 % и снижение удельного расхода топлива на 4 % по сравнению с серийными передаточными числами.

Выводы

Проведены аналитические исследования влияния передаточных чисел трансмиссии трелевочного трактора на производительность и топливную экономичность в процессе грузового хода. В ходе исследований были учтены реальные характеристики моторно-трансмиссионной установки, свойства грунта и рейсовая нагрузка.

Полученные результаты показали, что при оптимизации параметров трансмиссии трелевочного трактора для каждого фиксированного ППУ существует одно передаточное число, которое обеспечивает максимальную производительность и минимальный расход топлива на 1 м³ стрелеванной древесины. Диапазон передаточных чисел должен определяться соотношением максимальной касательной силы тяги трактора и нагрузкой, определяемой суммарной силой сопротивления движению трактора по приведенной формуле (13).

В качестве примера были определены оптимальные передаточные числа для широкого спектра ППУ работы трелевочного трактора «Онежец-300», что позволило создать методику оптимизации параметров трансмиссии с целью повышения топливо-экономических показателей трелевочных тракторов. Апробация этой методики показала ее эффективность. Применение на отечественном тракторе оптимальных передаточных чисел, полученных с помощью данной методики, сможет обеспечить повышение производительности на 5–6 % и снижение удельного расхода топлива на 4–5 % по сравнению с серийными передаточными числами.

Литература

1. Методика выбора рабочих передач трелевочного трактора / С.А. Шуткин, В.Л. Довжик, Ву Хай Куан [и др.] // Изв. Санкт-Петербургской лесотехн. акад. – СПб.: СПб ГЛТУ, 2012. – 280 с.
2. Тракторы. Теория: учебник / В.В. Гуськов, Н.Н. Велев, Ю.Е. Атаманов [и др.]; под общ. ред. В.В. Гуськова. – М.: Машиностроение, 1988. – 376 с.
3. Тракторы. Проектирование, конструирование расчет: учебник / И.П. Ксеневич, В.В. Гуськов, Н.Ф. Бочаров [и др.]; под общ. ред. И.П. Ксеневича. – М.: Машиностроение, 1991. – 544 с.
4. Гинсбург Ю.В., Швед А.И., Парфенов А.П. Промышленные тракторы. – М.: Машиностроение, 1986. – 296 с.
5. Парфенов А.П., Щетинин Ю.С. Тяговый расчет гусеничной транспортно-тяговой машины: метод. указания. – М.: МГТУ «МАМИ», 2002. – 75 с.
6. Анисимов Г.М., Перельман А.Я., Михайлова О.А. Прогнозирование времени движения трелевочных систем на отдельных передачах // Лесн. журн. – 1986. – № 5. – С. 30–33.
7. Тяговый расчет трелевочных тракторов / Б.Г. Мартынов [и др.]. – СПб.: СПбЛТА, 2008. – 64 с.
8. Анисимов Г.М. Условия эксплуатации и нагруженность трансмиссии трелевочного трактора. – М.: Лесн. пром-сть, 1975. – 165 с.
9. Григорьев И.В., Валяжонков В.Д. Современные машины и технологические процессы лесосечных работ: учеб. пособие. – СПб.: СПбЛТА, 2009. – 287 с.

