

<https://doi.org/10.21122/2227-1031-2024-23-3-251-260>

УДК621.83.062.1

Бесступенчатая двухпоточная гидрообъемно-механическая трансмиссия гусеничного трактора

Канд. техн. наук, доц. Ч. И. Жданович¹⁾

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

© Белорусский национальный технический университет, 2024
Belarusian National Technical University, 2024

Реферат. В работе предложена оригинальная конструкция бесступенчатой двухпоточной гидрообъемно-механической трансмиссии, которая обеспечивает разделение потока мощности по бортам гусеничного трактора. Для устойчивости прямолинейного движения регулирующие элементы двух бортов кинематически связаны между собой специальным механизмом блокировки, который разблокируется на повороте. Трансмиссия обеспечивает четыре диапазона скорости. На первом диапазоне и при движении задним ходом мощность передается по гидравлической ветви трансмиссии, на втором–четвертом – по двум ветвям: механической и гидравлической. Разработана математическая модель для выбора параметров гидромашин, учитывающая их объемный и механический КПД, максимальное давление рабочей жидкости в гидропередаче, максимальные обороты и крутящий момент на валу гидромотора. Выбраны параметры нерегулируемого гидромотора, регулируемого насоса и механических элементов трансмиссии. Разработаны математическая модель прямолинейного движения гусеничного трактора с бесступенчатой гидрообъемно-механической трансмиссией, учитывающей вес трактора, параметры ходовой системы, характеристики двигателя внутреннего сгорания, параметры и КПД гидромашин, редукторов, диапазонной и раздаточных коробок, планетарной передачи и позволяющей определять КПД отдельных ветвей и всей трансмиссии, проводить тяговый расчет трактора. Разработана программа расчета, реализующая математическую модель. Параметры двухпоточной трансмиссии подобраны так, что большая часть крутящего момента передается по механической ветви и трансмиссия имеет достаточно высокое значение КПД. Максимальное значение тягового КПД трактора реализуется на втором и третьем диапазонах, которые предназначены для выполнения основных операций почвообработки.

Ключевые слова: диапазон скорости, выбор параметров гидромашин, КПД гидромашин, планетарная передача, КПД трансмиссии, тяговый расчет, тяговый КПД

Для цитирования: Жданович, Ч. И. Бесступенчатая двухпоточная гидрообъемно-механическая трансмиссия гусеничного трактора / Ч. И. Жданович // *Наука и техника*. 2024. Т. 23, № 3. С. 251–260. <https://doi.org/10.21122/2227-1031-2024-23-3-251-260>

Continuously Variable Two-Flow Hydrostatic-Mechanical Transmission of Crawler Tractor

Ch. I. Zhdanovich¹⁾

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

Abstract. The paper proposes an original design of a continuously variable two-flow hydrostatic-mechanical transmission, which ensures division of the power flow along the sides of the crawler tractor. To ensure stability of rectilinear motion,

Адрес для переписки

Жданович Чеслав Иосифович
Белорусский национальный технический университет
ул. Якуба Коласа, 12,
220013, г. Минск, Республика Беларусь
Тел.: +375 29 276-06-84
chzhdanovich@mail.ru

Address for correspondence

Zhdanovich Cheslav I.
Belarusian National Technical University
12, Jakuba Kolasa str.,
220013, Minsk, Republic of Belarus
Tel.: +375 29 276-06-84
chzhdanovich@mail.ru

the regulating elements of the two sides are kinematically interconnected by a special locking mechanism that unlocks when turning. The transmission provides four speed ranges. In the first range and when reversing, power is transmitted through the hydraulic branch of the transmission. In the second -fourth range, power is transmitted through two branches: mechanical and hydraulic. A mathematical model has been developed for selecting the parameters of hydraulic machines, taking into account their volumetric and mechanical efficiency, the maximum pressure of the working fluid in the hydraulic transmission, the maximum speed and torque on the shaft of the hydraulic motor. The parameters of an unregulated hydraulic motor, an adjust-table pump and mechanical transmission elements are selected. A mathematical model of the rectilinear motion of a caterpillar tractor with a continuously variable hydrostatic-mechanical transmission has been developed, taking into account the weight of the tractor, the parameters of the running system, the characteristics of the internal combustion engine, the parameters and efficiency of hydraulic machines, gearboxes, range and transfer boxes, planetary gear and allowing to determine the efficiency of individual branches and the entire transmission, carry out traction calculations of the tractor. A calculation program has been developed that implements the mathematical model. The parameters of the dual-flow transmission are selected so that most of the torque is transmitted through the mechanical branch and the transmission has a fairly high efficiency value. The maximum value of tractor traction efficiency is realized in the second and third ranges, which are designed to perform basic tillage operations.

Keywords: speed range, selection of hydraulic machine parameters, hydraulic machine efficiency, planetary gear, transmission efficiency, traction calculation, traction efficiency

For citation: Zhdanovich Ch. I. (2024) Continuously Variable Two-Flow Hydrostatic-Mechanical Transmission of Crawler Tractor. *Science and Technique*. 23 (3), 251–260. <https://doi.org/10.21122/2227-1031-2024-23-3-251-260> (in Russian)

Введение

Развитие конструкций сельскохозяйственных тракторов направлено на повышение производительности машинно-тракторных агрегатов и улучшение условий труда оператора. Решение данных задач может быть достигнуто за счет автоматизации процесса управления, на что существенное влияние оказывает тип используемой трансмиссии. На данный момент наблюдается существенное увеличение использования на тракторах бесступенчатых трансмиссий. Многие ведущие тракторостроительные компании производят колесные тракторы с бесступенчатыми трансмиссиями [1–5]. Так, фирма Fendt перешла на производство тракторов только с бесступенчатыми трансмиссиями [2, 3, 6], причем не только колесных, но и гусеничных [6]. Гусеничные тракторы Fendt могут бесступенчато изменять скорость движения в пределах от 0 до 40 км/ч. Они используют специальные мощные гидростатические агрегаты высокого технического уровня [7]. В работе [8] предложена и обоснована бесступенчатая гидрообъемно-механическая двухпоточная трансмиссия для гусеничного трактора весом 50 кН со скоростью движения от 0 до 15 км/ч. В диапазоне от 0 до 7,5 км/ч трансмиссия работает в режиме циркуляции энергии, ее КПД в диапазоне скоростей 0–6 км/ч растет с 0 до 0,8, достигая максимума 8,4 при скорости 7–8 км/ч, затем опять падает до 0,8.

Бесступенчатое регулирование в широком скоростном диапазоне требует установки гидромашин большой мощности, при этом наблюдается их неэкономичная работа на отдельных режимах движения трактора. Для уменьшения стоимости гидрообъемно-механических трансмиссий целесообразно установить несколько скоростных диапазонов и использовать серийно изготавливаемую гидropередачу с нерегулируемым гидромотором, обеспечивающим заданный диапазон [9].

Трактор гусеничный «Беларус 2103» оборудован ступенчатой трансмиссией [10], имеющей четыре диапазона переднего хода и два диапазона заднего хода. Предложена схема трансмиссии [11], обеспечивающая бесступенчатую работу трактора в агротехнически допустимых скоростных диапазонах агрегатируемых машин [12].

Цель работы – расчетно-теоретическое обоснование конструкции бесступенчатой гидрообъемно-механической трансмиссии [11] гусеничного трактора и анализ ее основных характеристик.

Конструкция бесступенчатой гидрообъемно-механической трансмиссии

Конструкция и работа рассматриваемой трансмиссии гусеничного трактора подробно

изложены в патенте [11]. Рассмотрим некоторые особенности ее работы (рис. 1). При движении трактора поток мощности от двигателя через муфту сцепления поступает на раздаточную коробку 1 привода насосов, где происходит разделение потока. Часть мощности по механической ветви через диапазонную коробку 2, раздаточную коробку 3 механизма поворота, где поток разделяется на оба борта трактора, поступает на эпициклические шестерни 4 и 5 дифференциальных механизмов поворота. Причем изменение передаточного числа в диапазонной коробке (переключение диапазона) приводит к изменению частоты вращения эпициклической шестерни и ступенчатому изменению скорости движения трактора. Часть мощности уходит по гидравлической ветви через шестерни раздаточной коробки 1 привода насосов, регулируемые насосы 6 и 7, гидроблок 8, нерегулируемые гидромоторы 9 и 10, редукторы гидромоторов 11 и 12 и поступает на солнечные шестерни 13 и 14 дифференциальных механизмов поворота. Изменение параметра регулирования насоса приводит к изменению частоты вращения гидромоторов и, как следствие, частоты вращения солнечных шестерен и бесступенчатому изменению скорости движения трактора в пределах диапазона. Сумми-

рование потоков мощности осуществляется на водилах 15 и 16 и далее через карданные передачи, главную передачу (центральный и бортовой редукторы) передается на ведущие колеса. Для обеспечения устойчивости прямолинейного движения регулирующие элементы двух бортов 13 и 14 кинематически связаны между собой специальным механизмом блокировки 17, который разблокируется на повороте. Плавное регулирование скорости движения в заданном диапазоне и бесступенчатое изменение радиуса поворота трактора осуществляет блок управления 18. Предлагаемая конструкция обеспечивает четыре диапазона скоростей движения трактора вперед, аналогично серийно выпускаемому трактору «Беларус 2301» [10], и один диапазон движения назад. На первом диапазоне эпицикл остановлен тормозом 19, мощность через механическую ветвь не передается, движение трактора обеспечивается передачей мощности по гидравлической ветви. Аналогично обеспечивается движение задним ходом, только посредством управления параметром регулирования насоса осуществляется изменение направления вращения гидромоторов. На втором–четвертом диапазонах мощность передается по двум ветвям: механической и гидравлической.

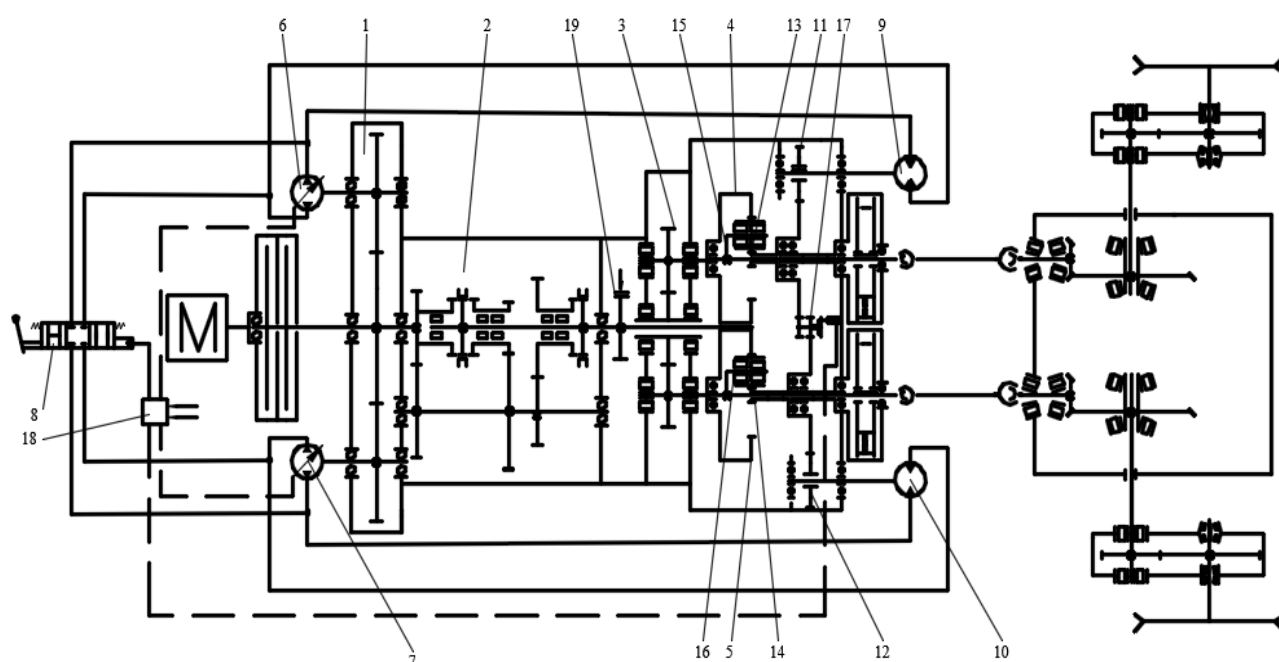


Рис. 1. Кинематическая схема трансмиссии

Fig. 1. Kinematic transmission diagram

Выбор параметров бесступенчатой гидрообъемно-механической трансмиссии гусеничного трактора

Числа зубьев шестерен раздаточной коробки 1 привода насосов выбираем по критерию обеспечения номинальной частоты вращения насоса при номинальной частоте вращения вала двигателя. Числа зубьев в шестернях диапазонной коробки и раздаточной коробки механизма поворота подбираем таким образом, чтобы на втором диапазоне в диапазонной коробке включалась пониженная передача, на третьем – прямая, на четвертом – повышенная. Конструкция и параметры планетарного ряда механизма поворота, центрального и бортового редукторов унифицированы с трактором «Беларус 2301». Числа зубьев шестерен редукторов гидромоторов 11 и 12 подбираем по условию согласования оборотов гидромотора и солнечных шестерен и возможности установки механизма блокировки 17.

Рабочий объем гидромотора и насоса, максимальные обороты элементов планетарного ряда определяем, используя известные зависимости [13–16], при необходимости преобразуя их. Рабочий объем гидромотора рассчитаем по максимальному крутящему моменту на его валу и выбранному максимальному давлению рабочей жидкости в гидropередаче. Анализ показывает, что максимальный крутящий момент ограничен максимальным сцеплением гусеницы с почвой. Учитывая, что каждая гусеница имеет свой привод, получим

$$V_{\text{гм(расч)}} = \frac{\pi G_{\text{т}} \varphi_{\text{max}} r_{\text{вк}}}{\eta_{\text{гус}} i_{\text{гп}} \eta_{\text{гп}} \eta_{\text{кв}} (K+1) \eta_{\text{св}} i_{\text{ргм}} \eta_{\text{ргм}} \Delta p_{\text{max}} \eta_{\text{гм(гм)}}}, \quad (1)$$

где $G_{\text{т}}$ – вес трактора, Н; φ_{max} – коэффициент сцепления; $r_{\text{вк}}$ – радиус ведущего колеса, м; $\eta_{\text{гус}}$ – КПД гусеничного движителя; $i_{\text{гп}}$ – передаточное число главной передачи (центрального и бортового редукторов); $\eta_{\text{гп}}$ – КПД главной передачи; $\eta_{\text{кв}}$ – КПД карданного вала; K – коэффициент планетарного ряда; $\eta_{\text{св}}$ – КПД планетарного ряда от солнечной шестерни до водила; $i_{\text{ргм}}$ – передаточное число редуктора гидромотора; $\eta_{\text{ргм}}$ – КПД редуктора гидромотора; Δp_{max} – максимальное давление рабочей жидко-

сти в гидropередаче, МПа; $\eta_{\text{гм(гм)}}$ – гидромеханический КПД гидромотора.

По полученному значению $V_{\text{гм(расч)}}$, см³/об, подбираем гидромотор из числа серийно изготавливаемых, уточняем его объем $V_{\text{гм}}$.

Максимальный рабочий объем насоса определяется по формуле, при параметре регулирования насоса $\varepsilon_{\text{н}} = 1$:

$$V_{\text{н(расч)}} = \frac{\varepsilon_{\text{гм}} V_{\text{гм}} n_{\text{гм max}} i_{\text{рн}}}{\eta_{\text{об(гм)}} \varepsilon_{\text{н}} n_{\text{н}} \eta_{\text{об(н)}}}, \quad (2)$$

где $\varepsilon_{\text{гм}}$ – параметр регулирования гидромотора; $n_{\text{гм max}}$ – максимальные обороты гидромотора, мин⁻¹; $i_{\text{рн}}$ – передаточное число редуктора привода насоса; $n_{\text{н}}$ – номинальная частота вращения вала двигателя, мин⁻¹; $\eta_{\text{об(гм)}}$ – объемный КПД гидромотора, $\eta_{\text{об(н)}}$ – то же насоса.

По полученному значению $V_{\text{н(расч)}}$, см³/об, выбирается насос из числа серийно изготавливаемых с рабочим объемом $V_{\text{н}}$.

При определении КПД редукторов, планетарного ряда, диапазонной и раздаточных коробок учитываем механические потери на трение в зубчатых зацеплениях, подшипниках и гидравлические потери, связанные с перемешиванием масла в их картерах. Для КПД карданного вала учитываем потери в карданных шарнирах.

Объемный и гидромеханический КПД в гидромашинах определяем по зависимостям [17–19], несколько преобразованным для удобства расчета. Объемный КПД насоса

$$\eta_{\text{об(н)}} = 1 - \frac{k_{\text{y1}} 30 \Delta p}{\pi n_{\text{н}} D_{\text{н}}^2 \varepsilon_{\text{н}}} \left(\frac{n_{\text{н max}}}{n_{\text{н}}} + c_{\text{y1}} \right), \quad (3)$$

где k_{y1} , м²/(МПа·с), c_{y1} – коэффициенты утечек насоса; $D_{\text{н}} = \sqrt[3]{2 \cdot 10^{-6} \pi V_{\text{н}}}$ – характерный размер насоса, м; $n_{\text{н}}$ – обороты насоса, мин⁻¹; $n_{\text{н max}}$ – максимальные обороты насоса, мин⁻¹.

Объемный КПД гидромотора

$$\eta_{\text{об(гм)}} = 1 / \left(1 + \frac{k_{\text{y2}} 30 \Delta p}{\pi n_{\text{гм}} D_{\text{гм}}^2 \varepsilon_{\text{гм}}} \left(\frac{n_{\text{гм max}}}{n_{\text{гм}}} + c_{\text{y2}} \right) \right), \quad (4)$$

где k_{y2} , м²/(МПа·с), c_{y2} – коэффициенты утечек гидромотора; $D_{\text{гм}} = \sqrt[3]{2 \cdot 10^{-6} \pi V_{\text{гм}}}$ – харак-

терный размер гидромотора; $n_{\text{ГМ}}$ – обороты гидромотора, мин^{-1} .

Гидромеханический КПД гидромотора

$$\eta_{\text{ГМ(ГМ)}} = \frac{\varepsilon_{\text{ГМ}} - \frac{k_{\text{ж}12} \pi n_{\text{ГМ}}^2 D_{\text{ГМ}} (1 + c_{\text{ж}2} \varepsilon_{\text{ГМ}}^2)}{30 n_{\text{ГМ max}} \Delta p}}{\varepsilon_{\text{ГМ}}} \rightarrow$$

$$\rightarrow \frac{-\frac{k_{\text{п}2}}{\Delta p \left(1 + \frac{c_{\text{п}2} \pi n_{\text{ГМ}}^2 D_{\text{ГМ}}}{30 n_{\text{ГМ max}}}\right)} - \frac{k_{\text{с}2}}{1 + \frac{c_{\text{с}2} \pi n_{\text{ГМ}}^2 D_{\text{ГМ}}}{30 n_{\text{ГМ max}}}}}{\varepsilon_{\text{ГМ}}}, \quad (5)$$

где $k_{\text{ж}12}$, МПа·с/м, $c_{\text{ж}2}$ – коэффициенты потерь гидромотора на жидкое трение; $k_{\text{п}2}$, МПа, $c_{\text{п}2}$, с/м, – то же на сухое трение; $k_{\text{с}2}$, $c_{\text{с}2}$, м, – то же потерь на прокрутку гидромотора.

Гидромеханический КПД насоса

$$\eta_{\text{ГМ(Н)}} = \frac{\varepsilon_{\text{Н}}}{\varepsilon_{\text{Н}} + \frac{k_{\text{ж}11} \pi n_{\text{Н}}^2 D_{\text{Н}} (1 + c_{\text{ж}1} \varepsilon_{\text{Н}}^2)}{30 n_{\text{Н max}} \Delta p}} \rightarrow$$

$$\rightarrow \frac{\varepsilon_{\text{Н}}}{+ \frac{k_{\text{п}1}}{\Delta p \left(1 + \frac{c_{\text{п}1} \pi n_{\text{Н}}^2 D_{\text{Н}}}{30 n_{\text{Н max}}}\right)} + \frac{k_{\text{с}1}}{1 + \frac{c_{\text{с}1} \pi n_{\text{Н}}^2 D_{\text{Н}}}{30 n_{\text{Н max}}}}}, \quad (6)$$

где $k_{\text{ж}11}$, МПа·с/м, $c_{\text{ж}1}$ – коэффициенты потерь насоса на жидкое трение; $k_{\text{п}1}$, МПа, $c_{\text{п}1}$, с/м, – то же потерь насоса на сухое трение; $k_{\text{с}1}$, $c_{\text{с}1}$, м, – то же потерь на прокрутку насоса.

На основании математической модели для выбора параметров гидромашин (уравнения (1)–(5)) разработана компьютерная программа. Она позволяет выбирать параметры гидромашин с учетом: их объемных и гидромеханических КПД, максимального давления рабочей жидкости в гидропередаче, максимальных оборотов и крутящего момента на валу гидромотора. Расчеты показывают, что гидромотор можно выбрать в диапазоне объемов 32–56 $\text{см}^3/\text{об}$, в зависимости от задаваемого максимального давления рабочей жидкости в гидропередаче. Для дальнейших расчетов из каталога выбираем серийно выпускаемый нерегулируемый гидромотор объемом 40 $\text{см}^3/\text{об}$ и регулируемый насос объемом 90 $\text{см}^3/\text{об}$.

Математическая модель прямолинейного движения гусеничного трактора с бесступенчатой гидрообъемно-механической трансмиссией

Проведем анализ работы двухпоточной гидрообъемно-механической передачи и трактора в целом. Используем известные зависимости [13–16, 20, 21], при необходимости преобразуя их.

Крутящий момент на валу двигателя зависит от сопротивления движению машины. Схема передачи энергии от двигателя до водила каждого планетарного ряда двумя потоками представлена на рис. 2.

Часть крутящего момента двигателя, передаваемая по механической ветви (через диапазонную коробку, раздаточную коробку механизма поворота, эпициклические шестерню дифференциальных механизмов поворота каждого борта):

$$M_{A(i)} = \frac{KM_{\text{в}i}}{i_{\text{д}ki} \eta_{\text{д}ki} i_{\text{рмп}} \eta_{\text{рмп}} (K+1) \eta_{\text{св}}}, \quad (7)$$

где $M_{\text{в}i}$ – крутящий момент на водиле каждого планетарного ряда на i -м диапазоне, Н·м; $i_{\text{д}ki}$ – передаточное число диапазонной коробки на i -м диапазоне; $\eta_{\text{рмп}}$ – КПД диапазонной коробки на i -м диапазоне; $i_{\text{рмп}}$ – передаточное число раздаточной коробки механизма поворота; $\eta_{\text{рмп}}$ – КПД раздаточной коробки механизма поворота.

Часть крутящего момента двигателя, передаваемая по гидравлической ветви (через шестерни раздаточной коробки привода насосов, регулируемые насосы, гидроблок, гидромоторы, редукторы гидромоторов, солнечные шестерни дифференциальных механизмов поворота каждого борта):

$$M_{A(r)} = \frac{\varepsilon_{\text{Н}} V_{\text{Н}} M_{\text{в}i}}{i_{\text{рн}} \eta_{\text{рн}} \eta_{\text{ГМ(Н)}} (K+1) \eta_{\text{эв}} \varepsilon_{\text{ГМ}} V_{\text{ГМ}} \eta_{\text{ГМ(ГМ)}} i_{\text{ргм}} \eta_{\text{ргм}}}, \quad (8)$$

где $\eta_{\text{рн}}$ – КПД раздаточной коробки привода насосов; $\eta_{\text{эв}}$ – КПД планетарного ряда от эпицикла до водила.

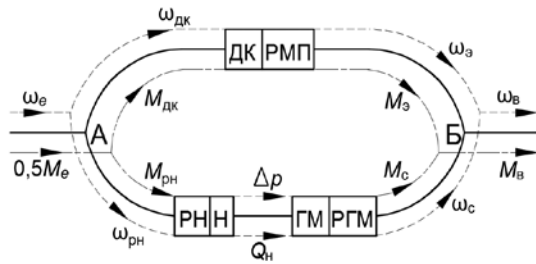


Рис. 2. Схема передачи энергии от двигателя к водиле двумя потоками: А – точка разделения потока; ДК – диапазонная коробка; РМП – раздаточная коробка механизма поворота; РН – то же привода насосов; Н – регулируемый насос; ГМ – нерегулируемый гидромотор; РГМ – редуктор гидромотора; Б – точка суммирования потоков; $\omega_e, \omega_{дк}, \omega_з, \omega_{рн}, \omega_с, \omega_в$ – угловая скорость: коленчатого вала двигателя, входного вала диапазонной коробки, эпицикла, ведущей шестерни раздаточной коробки привода насосов, солнечной шестерни и водила, соответственно, s^{-1} ; $M_e, M_{дк}, M_з, M_{рн}, M_с, M_в$ – крутящий момент на: коленчатом валу двигателя, входном валу диапазонной коробки, эпицикле, ведущей шестерне раздаточной коробки привода насосов, солнечной шестерне и водиле соответственно, Н·м; Δp – давление рабочей жидкости в гидродатчике, МПа; $Q_н$ – подача рабочей жидкости насосом, $см^3/мин$

Fig. 2. Scheme of energy transfer from engine to carrier in two streams: А – flow separation point; ДК (DK) – range box; РМП (RMP) – transfer case of rotation mechanism; РН (RN) – transfer case of pump drive; Н (N) – adjustable pump; ГМ (GM) – unregulated hydraulic motor; РГМ (RGM) – gearbox of hydraulic motor; Б (B) – flow summation point; $\omega_e, \omega_{дк}, \omega_з, \omega_{рн}, \omega_с, \omega_в$ – angular velocity: engine crankshaft, input shaft of range box, epicycle, drive gear of transfer case of pump drive, solar gear and carrier, respectively, s^{-1} ; $M_e, M_{дк}, M_з, M_{рн}, M_с, M_в$ – torque on: engine crankshaft, input shaft of range box, epicycle, drive gear of pump drive transfer case, solar gear and carrier, respectively, N·m; Δp – pressure of working fluid in hydraulic transmission, МПа; $Q_н$ – supply of working fluid by pump, $см^3/мин$

Суммируя части крутящего момента двигателя, передаваемые по механической (7) и гидравлической (8) ветвям, определим крутящий момент на i -м диапазоне на водиле каждого планетарного ряда, передаваемый от двигателя:

$$M_{Bi} = 0,5M_e \left/ \left(\frac{K}{i_{рмп} \eta_{рмп} i_{дкi} \eta_{дкi} (K+1) \eta_{эв}} + \frac{K}{i_{рмп} \eta_{рмп} i_{дкi} \eta_{дкi} (K+1) \eta_{эв}} \right) \right. +$$

$$M_{Bi} = 0,5M_e \left/ \left(\frac{K}{i_{рмп} \eta_{рмп} i_{дкi} \eta_{дкi} (K+1) \eta_{эв}} + \right. \right. \quad (9)$$

где M_e – крутящий момент двигателя, Нм;

Максимальный крутящий момент на водиле, ограничиваемый сцеплением ведущих колес с грунтом, определяется по формуле

$$M_{вmax(φ)} = \frac{0,5G_r \varphi_{max} r_{вк}}{i_{гп} \eta_{гп} \eta_{кв}}. \quad (10)$$

Максимальный крутящий момент на водиле ограничивается также давлением рабочей жидкости в гидродатчике и определяется

$$M_{вmax(\Delta p)} = \frac{\Delta p_{max} (K+1) \eta_{св} \varepsilon_{гм} V_{гм} \eta_{гм(гм)} i_{ргм} \eta_{ргм}}{2\pi}. \quad (11)$$

Перепад давления между гидролинией высокого и низкого давлений силового контура объемной гидродатчике на i -м диапазоне определяется зависимостью

$$\Delta p = \frac{2\pi M_{Bi}}{(K+1) \eta_{св} \varepsilon_{гм} V_{гм} \eta_{гм(гм)} i_{ргм} \eta_{ргм}}. \quad (12)$$

КПД гидравлической ветви участка трансмиссии от двигателя до водила планетарного ряда

$$\eta_{гд-в} = \eta_{рн} \eta_{гм(н)} \eta_{гм(гм)} \eta_{ргм} \eta_{св}. \quad (13)$$

КПД механической ветви участка трансмиссии от двигателя до водила планетарного ряда на i -м диапазоне

$$\eta_{мд-вi} = \eta_{дкi} \eta_{рмп} \eta_{эв}. \quad (14)$$

КПД участка трансмиссии от двигателя до водила планетарного ряда на i -ом диапазоне при одновременной работе двух ветвей

$$\eta_{д-вi} = \frac{2M_{Bi}}{M_e i_{д-вi}}, \quad (15)$$

где $i_{д-вi}$ – передаточное число двухпоточной части трансмиссии от двигателя до водила на i -м диапазоне.

КПД трансмиссии на i -м диапазоне

$$\eta_{три} = \eta_{д-вi} \eta_{кв} \eta_{гп}. \quad (16)$$

Касательная сила тяги трактора на i -м диапазоне определяется зависимостью

$$F_{ki} = \frac{2M_{Bi} \eta_{кв} i_{гп} \eta_{гп} \eta_{гус}}{r_{вк}}. \quad (17)$$

Крюковая сила на i -м диапазоне

$$F_{кри} = F_{ki} - F_f. \quad (18)$$

Коэффициент буксования на i -м диапазоне

$$\delta_i = - \frac{\ln \left(1 - \frac{F_{ki}}{G_r \varphi_{max}} \right)}{k}. \quad (19)$$

Тяговый КПД на i -м диапазоне

$$\eta_{ти} = \eta_{три} \eta_{гус} (1 - \delta) \frac{F_{кри}}{F_{ki}}. \quad (20)$$

Скорость движения машины задается частотой вращения двигателя и величиной подачи рабочей жидкости в объемной гидropередаче.

Обороты гидромотора

$$n_{\text{ГМ}} = \frac{n_e \varepsilon_n V_n \eta_{\text{об(н)}} \eta_{\text{об(ГМ)}}}{\varepsilon_{\text{ГМ}} V_{\text{ГМ}} i_{\text{рн}}}. \quad (21)$$

Передаточное число двухпоточной части трансмиссии от двигателя до волила на i -м диапазоне определяется зависимостью

$$i_{\text{д-в}} = 1 / \left(\frac{K}{(K+1)i_{\text{рмп}} i_{\text{дк}} + \frac{\varepsilon_n V_n \eta_{\text{об(н)}} \eta_{\text{об(ГМ)}}}{(K+1)\varepsilon_{\text{ГМ}} V_{\text{ГМ}} i_{\text{рн}} i_{\text{ГМ}}} \right). \quad (22)$$

Передаточное число трансмиссии в целом на i -м диапазоне

$$i_{\text{тп}} = i_{\text{д-в}} i_{\text{ГМ}}. \quad (23)$$

Действительная скорость трактора на i -м диапазоне

$$v_{\text{д}} = \frac{\pi n_e r_{\text{вк}} (1 - \delta)}{30 i_{\text{тп}}}. \quad (24)$$

Анализ характеристик разработанной трансмиссии трактора

На основании математической модели прямолинейного движения гусеничного трактора с бесступенчатой гидрообъемно-механической трансмиссией (уравнения (3)–(24)) разработана компьютерная программа расчета характеристик трансмиссии и трактора. В качестве исходных данных использовались параметры гусеничного трактора «Беларус 2301» [10] и разработанной трансмиссии. Принято, что двигатель работает на номинальных оборотах и реализует эксплуатационную мощность.

Изменение скорости движения трактора вперед осуществляется изменением параметра регулирования насоса ε_n от 0 до 1 и, как следствие, частоты вращения солнечной шестерни планетарного ряда. Возможны следующие режимы работы:

– коронная и солнечная шестерни остановлены ($\varepsilon_n = 0$), трактор также остановлен, далее солнечная шестерня начинает вращение ($0 < \varepsilon_n < 1$), трактор начинает плавно набирать

скорость, двигаясь на I диапазоне, крутящий момент от двигателя до волила передается только по гидравлической ветви;

– солнечная шестерня остановлена ($\varepsilon_n = 0$), в диапазонной коробке включается II, III или IV диапазон, замыкается муфта сцепления, крутящий момент от двигателя до волила передается только по механической ветви, трактор начинает движение на минимальной скорости включенного диапазона. Далее солнечная шестерня вращается по направлению вращения коронной шестерни ($0 < \varepsilon_n \leq 1$), крутящий момент от двигателя до волила передается по механической и гидравлической ветвям, трактор плавно набирать скорость до максимальной на заданном диапазоне.

Движение трактора задним ходом аналогично движению на I диапазоне, только гидромотор и солнечная шестерня вращаются в противоположную сторону ($-1 \leq \varepsilon_n < 0$).

В табл. 1 приведены значения теоретической скорости для серийного трактора [10] и трактора с предлагаемой трансмиссией.

КПД гидравлической ветви (рис. 3) относительно низкий, его максимальное значение на I диапазоне составляет 0,82, на II – 0,76, на III – 0,71, на IV – 0,63. КПД механической ветви на II и IV диапазонах – 0,90, а на III благодаря прямой передаче – 0,94. Учитывая, что большая часть крутящего момента передается по механической ветви (рис. 4), общее максимальное значение КПД двухпоточной передачи составляет на II диапазоне – 0,90–0,84, на III – 0,94–0,88, на IV – 0,90–0,85.

I диапазон не основной, предназначен для выполнения технологических операций на скорости 2–6 км/ч, трактор может развить крюковое усилие 49–76 кН при КПД передачи 0,76–0,82. II и III диапазоны рабочие, предназначены для выполнения основных операций почвообработки. Так, агротехнически допустимая скорость пахотных агрегатов 7–10 км/ч, почвообрабатывающе-посевных 6–12 км/ч [12], трактор будет работать на II диапазоне, может развить крюковое усилие 23–52 кН (рис. 5) при КПД двухпоточной передачи 0,90–0,82.

Таблица 1

Теоретическая скорость тракторов, км/ч
Theoretical speed of tractors, km/h

Направление	Вперед				Назад	
Диапазон	I	II	III	IV	I	II
«Беларус 2301», ступенчатая	3,0; 3,72; 4,49; 5,59	5,5; 6,65; 8,02; 10,34	7,78; 9,40; 11,34; 14,62	13,90; 16,79; 20,25; 26,12	4,31; 5,21; 6,28; 8,20	7,70; 9,30; 11,22; 14,47
Бесступенчатая трансмиссия	0–8,1	6,01–14,15	10,13–18,27	18,04–26,18	0–8,1	–

Агротехнически допустимая скорость при культивации 10–15 км/ч [12], трактор будет работать на III диапазоне, может развить крюковое усилие 18–32 кН (рис. 5) при КПД двухпоточной передачи 0,94–0,86. IV диапазон транспортный, движение может осуществляться на скоро-

сти 18–26 км/ч, крюковое усилие 5–15 кН при КПД двухпоточной передачи 0,90–0,63.

Максимальное значение тягового КПД 0,62–0,64 (рис. 6) трактор развивает на II и III диапазонах при крюковом усилии 25–52 кН и буксовании 2,4–6,2 %.

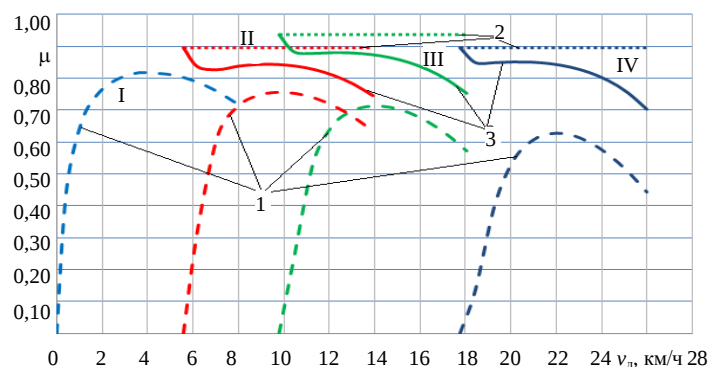


Рис. 3. Зависимость КПД участка трансмиссии (от двигателя до водила планетарного ряда) от действительной скорости движения трактора на I, II, III, IV диапазонах: 1 – гидравлической ветви; 2 – механической ветви; 3 – двух ветвей вместе

Fig. 3. Dependence of efficiency of transmission section (from engine to planetary gear carrier) on actual speed of tractor in ranges I, II, III, IV: 1 – hydraulic branches; 2 – mechanical branches; 3 – two branches together

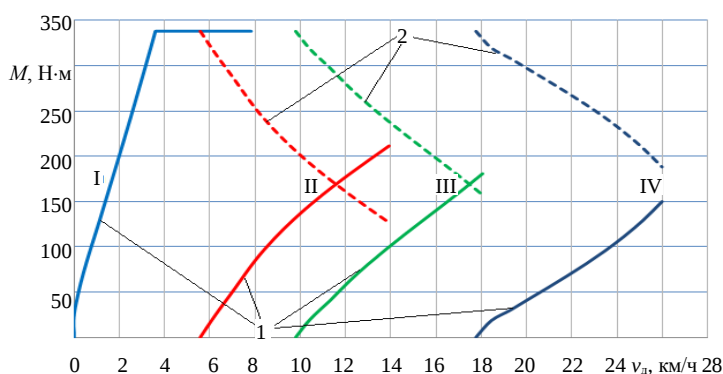


Рис. 4. Зависимость величины крутящего момента двигателя, передающегося по механической и гидравлической ветвям трансмиссии, от действительной скорости движения трактора на I, II, III и IV диапазонах: 1 – по гидравлической ветви; 2 – по механической ветви

Fig. 4. Dependence of torque value of engine transmitted through mechanical and hydraulic branches of transmission on actual speed of tractor in ranges I, II, III and IV: 1 – hydraulic branch; 2 – mechanical branch

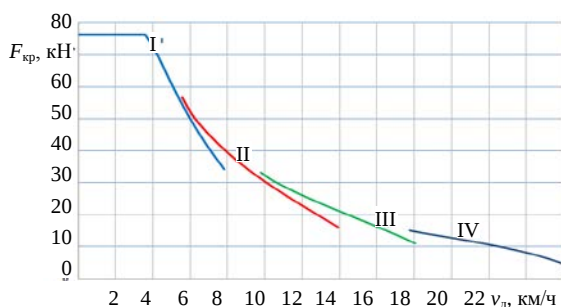


Рис. 5. Величина крюкового усилия и действительной скорости трактора на I, II, III и IV диапазонах

Fig. 5. Value of hook force and actual speed of tractor in ranges I, II, III and IV

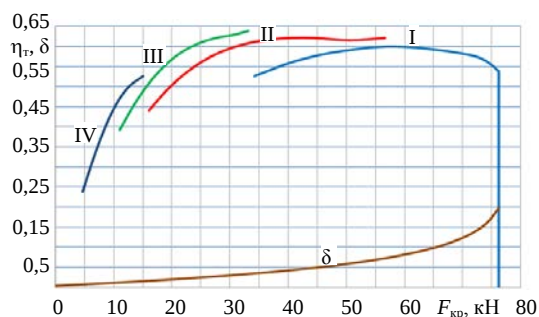


Рис. 6. Зависимость тягового КПД на I, II, III и IV диапазонах и буксования трактора от крюкового усилия

Fig. 6. Dependence of traction efficiency in ranges I, II, III and IV and tractor slipping on hook force

ВЫВОДЫ

1. Предложена оригинальная конструкция бесступенчатой, в рамках четырех диапазонов, двухпоточной гидрообъемно-механической трансмиссии гусеничного трактора. На первом диапазоне и при движении задним ходом мощность передается по гидравлической ветви трансмиссии. На втором–четвертом диапазонах мощность передается по двум ветвям: механической и гидравлической.

2. Разработана математическая модель для выбора параметров гидромашин, учитывающая их объемный и механический КПД, максимальное давление рабочей жидкости в гидропередаче, максимальные обороты и крутящий момент на валу гидромотора. Разработана программа расчета, реализующая математическую модель, выбраны гидромашин: нерегулируемый гидромотор объемом 40 см³/об и регулируемый насос объемом 90 см³/об.

3. Разработана математическая модель прямолинейного движения гусеничного трактора с разработанной бесступенчатой гидрообъемно-механической трансмиссией, учитывающая вес трактора, параметры ходовой системы, характеристики двигателя внутреннего сгорания, параметры и КПД гидромашин, редукторов, диапазонной и раздаточных коробок, планетарного ряда и позволяющая определять КПД отдельных ветвей и всей трансмиссии, проводить тяговый расчет трактора. Разработана программа расчета, реализующая математическую модель.

4. Теоретическая скорость движения трактора при работе двигателя на номинальных оборотах составляет: на первом диапазоне 0–8,1 км/ч, на втором – 6,01–14,15 км/ч, на третьем – 10,13–18,27 км/ч, на четвертом – 18,04–26,18 км/ч, на заднем ходу – 0–8,1 км/ч. Максимальный КПД двухпоточной части трансмиссии на первом диапазоне составляет 0,82, на втором – 0,90–0,84, на третьем – 0,94–0,88, на четвертом – 0,90–0,84.

Работа выполнена в рамках договора № Т23УЗБ-045 от 20.11.2023 с БРФФИ.

ЛИТЕРАТУРА

1. Ключников, А. В. Тенденции развития трансмиссий колесных тракторов / А. В. Ключников // Техника и оборудование для села. 2012. № 1 (175). С. 43–47.
2. Перспективні трансмісії колісних тракторів / В. Б. Самородов [и др.] // Вісник НТУ «ХПІ»: Зб. наук. праць. Сер. Автомобіле- та тракторобудування. Харків: НТУ «ХПІ», 2014. № 10 (1053). С. 3–10.
3. Тенденции развития трансмиссий колесных тракторов сельскохозяйственного назначения / А. С. Романов [и др.] // Тенденции развития технических средств и технологий в АПК: материалы Междунар. науч.-практ. конф., Воронеж, 25 февр. 2021 г. / под общ. ред. О. М. Кос-тикова, А. В. Божко. Воронеж: Воронеж. гос. аграрный ун-т им. императора Петра I, 2021. Ч. I. С. 240–242.
4. Тракторы XXI века: состояние и перспективы / С. Н. Поддубко [и др.]. Минск: Беларус. навука, 2019. 207 с.
5. Щельцын, Н. А. Современные бесступенчатые трансмиссии с.-х. тракторов / Н. А. Щельцын, Л. А. Фрумкин, И. В. Иванов // Тракторы и сельхозмашины. 2011. № 11. С. 18–26.
6. Fendt Tractors [Electronic Resource]. Mode of access: <https://www.fendt.com/int/agricultural-machinery/tractors> Date of access: 12.01.2024.
7. Fendt 900 Vario MT [Электронный ресурс]. Режим доступа: <https://polymya-agro.by/pdf/fendt900mt.pdf>. Дата доступа: 12.01.2024.
8. Самородов, В. Б. Бесступенчатая гидрообъемно-механическая двухпоточная трансмиссия гусеничного трактора / В. Б. Самородов, И. В. Удод, О. И. Деркач // Вестник Нац. техн. ун-та «ХПИ»: сб. науч. тр. Темат. вып.: Транспортное машиностроение. Харьков: НТУ «ХПИ», 2011. № 18. С. 45–50.
9. Жданович, Ч. И. Выбор диапазона регулирования двухпоточной трансмиссии сельскохозяйственного трактора / Ч. И. Жданович, М. И. Мамонов // Автомобиле- и тракторостроение: материалы Междунар. науч.-практ. конф. / Белорусский национальный технический университет; редкол.: отв. ред. Д. В. Капский [и др.]. Минск: БНТУ, 2018. Т. 1. С. 176–179.
10. Трактор гусеничный «БЕЛАРУС» 2103 [Электронный ресурс]. Руководство по эксплуатации. Режим доступа: <https://www.mozyrmash.by/upload/iblock/b83/Traktor-gusenichnyy-Belarus-2103-rukovodstvo.pdf>. Дата доступа: 12.01.2024.
11. Трансмиссия гусеничного трактора: полез. модель ВУ 4161 / Ч. И. Жданович, М. И. Мамонов. Опубл. 28.02.2008.
12. Жданович, Ч. И. Анализ режимов работы трактора общего назначения в составе машинно-тракторного агрегата / Ч. И. Жданович // Автотракторостроение и автомобильный транспорт: сб. науч. трудов: в 2 т. / Белорусский национальный технический университет, Автотракторный факультет; редкол.: Т. В. Матюшинец (отв. ред.) [и др.]. Минск: БНТУ, 2023. Т. 1. С. 249–254.
13. Петров, В. А. Гидрообъемные трансмиссии самоходных машин / В. А. Петров. М.: Машиностроение, 1988. 248 с.
14. Объемные гидромеханические передачи: расчет и конструирование / О. М. Бабаев [и др.]; под общ. ред. Е. С. Кисточкина. Л.: Машиностроение, 1987. 256 с.
15. Шарипов, В. М. Проектирование механических, гидромеханических и гидрообъемных передач тракторов / В. М. Шарипов. М.: МГТУ «МАМИ», 2002. 300 с.
16. Жданович, Ч. И. Выбор параметров двухпоточной трансмиссии: учеб.-метод. пособие для студентов спец. 1-37 01 04 «Многоцелевые гусеничные и колесные машины» / Ч. И. Жданович, М. И. Мамонов. Минск: БНТУ, 2022. 54 с.

17. Городецкий, К. И. Механический КПД объемных гидромашин / К. И. Городецкий // Вестник машиностроения. 1977. №7. С. 19–23.
18. Городецкий, К. И. КПД объемных гидропередач / К. И. Городецкий, А. А. Михайлин // Тракторы и сельскохозяйственные машины. 1979. № 9. С. 9–14.
19. Городецкий, К. И. Математическая модель объемных гидромашин / К. И. Городецкий, А. А. Михайлин // Вестник машиностроения. 1981. № 9. С. 14–17.
20. Renius, K. Th. Fundamentals of Tractor Design / K. Th. Renius. Springer Nature Switzerland AG, 2020. 287 p. <https://doi.org/10.1007/978-3-030-32804-7>.
21. Бойков, В. П. Многоцелевые гусеничные и колесные машины / В. П. Бойков, В. В. Гуськов, В. А. Коробкин. Минск; М.: Новое знание; ИНФРА-М, 2012. 542 с.

Поступила 16.02.2024

Подписана в печать 23.04.2024

Опубликована онлайн 31.05.2024

REFERENCES

1. Klyuchnikov A. V. (2012) Development Trends of Wheeled Tractor Transmissions. *Tekhnika i Oborudovanie dlya Sela* [Machinery and Equipment for Rural Areas], (1), 43–47 (in Russian).
2. Samorodov V. B., Bondarenko A. I., Kozhushko A. P., Pelipenko S. S., Mittsel' M. O. (2014) Prospective Transmissions Of Wheeled Tractors. *Visnik NTU«Khpi»: Zb. Nauk. prats'. Seriya: Avtomobile- ta Traktorobuduvannya* [Bulletin of NTU «KhPI». Series: Car- and Tractorbuilding]. Kharkov, National Technical University “Kharkiv Polytechnic Institute”, iss. 10, 3–10 (in Ukrainian).
3. Romanov A. S., Bozhko A. V., Ozherel'ev V. N., Podorvanov D. A. (2021) Trends in the Development of Transmissions for Agricultural Wheel Tractors. *Tendentsii Razvitiya Tekhnicheskikh Sredstv i Tekhnologii v APK: Materialy Mezhdunar. Nauch.-Prakt. Konf., Voronezh, 25 fevr. 2021 g. Ch. 1* [Trends in the Development of Technical Means and Technologies in Agriculture: Proceedings of the International Scientific and Practical Conference, Voronezh, February 25, 2021. Part 1]. Voronezh, Voronezh State Agrarian University named after Emperor Peter I, 240–242 (in Russian).
4. Poddubko S. N., Amel'chenko P. A., Stasilevich A. G., Vityaz' P. A., Dubovik D. A., Vashchula A. V., Zhukovskii I. N., Klyuchnikov A. V. (2019) *Tractors of the 21st Century: State and Prospects*. Minsk, Belaruskaya Navuka Publ. 207 (in Russian).
5. Shchelstyn N. A., Frumkin L. A., Ivanov I. V. (2011) Modern Continuously Variable Transmissions of Agricultural Tractors. *Traktory i Selkhoz mashiny = Tractors and Agricultural Machinery*, (11), 18–26. (in Russian).
6. *Fendt Tractors*. Available at: <https://www.fendt.com/int/agricultural-machinery/tractors> (accessed 12 January 2024).
7. *Fendt 900 Vario MT*. Available at: <https://polymya-agro.by/pdf/fendt900mt.pdf> (accessed 12 January 2024) (in Russian).
8. Samorodov V. B., Udod I. V., Derkach O. I. (2011) Stepless Hydrovolumetric-Mechanical Two-Flow Transmission of a Crawler Tractor. *Vestnik Nats. Tekhn. Un-ta “KhPI”*: Sb. Nauch. Tr. Temat. Vyp.: *Transportnoe mashinostroenie* [Bulletin of National Technical University “Kharkiv Polytechnic Institute”. Collection of Scientific Works. Thematic Issue: Transport Engineering]. Kharkov, National Technical University “Kharkiv Polytechnic Institute”, iss. 18, 45–50 (in Russian).
9. Zhdanovich Ch. I., Mamonov M. I. (2018) Selection of the Adjustment Range of the Two-Flow Transmission of the Agricultural Tractor. *Avtomobile- i Traktorostroenie: Materialy Mezhdunar. Nauch.-Prakt. Konf. T. 1* [Automobile and Tractor Construction: Proceedings of the International Scientific and Practical Conference. Vol. 1]. Minsk, Belarusian National Technical University, 176–179 (in Russian).
10. *Caterpillar Tractor “BELARUS” 2103. Operation Manual*. Available at: <https://www.mozymash.by/upload/iblock/b83/Traktor-gusenichnyy-Belarus-2103-rukovodstvo.pdf> (accessed 12 January 2024) (in Russian).
11. Zhdanovich Ch. I., Mamonov M. I. (2008) *Transmission of a Tracked Tractor*. Utility Model no. BY 4161 (in Russian).
12. Zhdanovich Ch. I. (2023) Analysis of Operating Modes of a General-Purpose Tractor as Part of a Machine-Tractor Unit. *Avtotraktorostroenie i Avtomobil'nyi Transport: Sb. Nauch. Trudov. T. 1* [Automobile and Tractor Construction and Automobile Transport: Collection of Scientific Works. Vol. 1]. Minsk, Belarusian National Technical University, 249–254 (in Russian).
13. Petrov V. A. (1988) *Hydrostatic Transmissions of Self-Propelled Vehicles*. Moscow, Mashinostroenie Publ. 248 (in Russian).
14. Babaev O. M., Ignatov L. N., Kistochkin E. S., Sokolov G. S., Tsvetkov V. A. (1987) *Volumetric Hydro-Mechanical Transmissions: Calculation and Design*. Leningrad, Mashinostroenie Publ. 256 (in Russian).
15. Sharipov V. M. (2002) *Design of Mechanical, Hydro-mechanical and Hydrostatic Transmissions of Tractors*. Moscow, Moscow State University of Mechanical Engineering. 300 (in Russian).
16. Zhdanovich Ch. I., Mamonov M. I. (2022) *Selection of Dual-Flow Transmission Parameters*. Minsk, Belarusian National Technical University. 54 (in Russian).
17. Gorodetsky K. I. (1977) Mechanical Efficiency of Volumetric Hydraulic Machines. *Vestnik Mashinostroeniya*, (7), 19–23 (in Russian).
18. Gorodetsky K. I., Mikhaylin A. A. (1979) Efficiency of Volumetric Hydraulic Transmission. *Traktory i Selkhoz mashiny = Tractors and Agricultural Machinery*, (9), 9–14 (in Russian).
19. Gorodetsky K. I., Mikhaylin A. A. (1981) Mathematical Model of Volumetric Hydraulic Machines. *Vestnik Mashinostroeniya*, (9), 14–17 (in Russian).
20. Renius K. Th. (2020) *Fundamentals of Tractor Design*. Springer Nature Switzerland AG. <https://doi.org/10.1007/978-3-030-32804-7>.
21. Boikov V. P., Gus'kov V. V., Korobkin V. A. (2012) *Multi-Purpose Tracked and Wheeled Vehicles*. Minsk, Moscow, Novoe Znanie Publ., INFRA-M Publ. 542 (in Russian).

Received: 16.02.2024

Accepted: 23.04.2024

Published online: 31.05.2024