

В.Б. САМОРОДОВ, доктор техн. наук, НТУ «ХПИ»;

И.В. УДОД, студент, НТУ «ХПИ»;

О.И. ДЕРКАЧ, ст. преп., НТУ «ХПИ»

БЕССТУПЕНЧАТАЯ ГИДРООБЪЕМНО-МЕХАНИЧЕСКАЯ ДВУХПОТОЧНАЯ ТРАНСМИССИЯ ГУСЕНИЧНОГО ТРАКТОРА

У статті була розроблена і обґрунтована схема безступінчастої двухпоточної гідрооб'ємно-механічної трансмісії, яка забезпечує прямолінійний рух і поворот гусеничного трактора.

In the article there is the developed and justified scheme stepless dual-flow hydromechanical transmission, which provides straight-line motion and rotation of the caterpillar tractor.

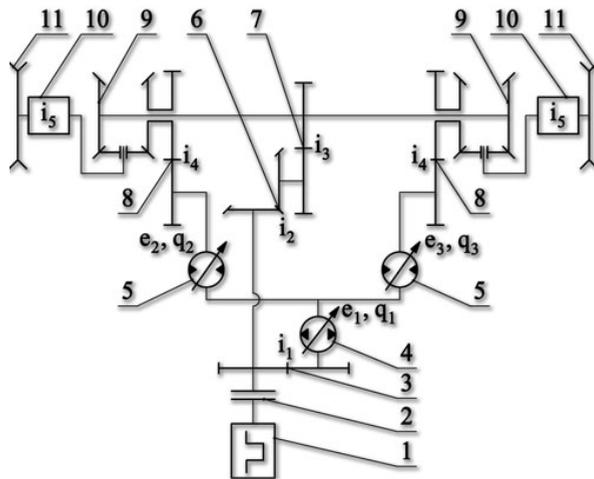
Введение. В последние годы в Украине наблюдается интенсивное развитие тракторостроения. Важную роль в этом процессе играет использование достижений ведущих мировых тракторопроизводящих фирм, тракторы которых оснащены в основном двухпоточными бесступенчатыми гидрообъемно-механическими трансмиссиями (ГОМТ) на базе гидрообъемных передач (ГОП) аксиально-поршневого типа [1]. Также нельзя оставлять без внимания опыт оборонных предприятий в области разработок бесступенчатых ГОМТ и гидрообъемных механизмов поворота (ГОМП) тракторов, при модернизации гусеничных тракторов, их ходовых систем.

Прослеживается ярко выраженная тенденция к использованию ГОМТ и ГОМП для обеспечения бесступенчатого регулирования скорости транспортного средства при прямолинейном движении и при обеспечении непрерывного регулирования радиуса в процессе поворота.

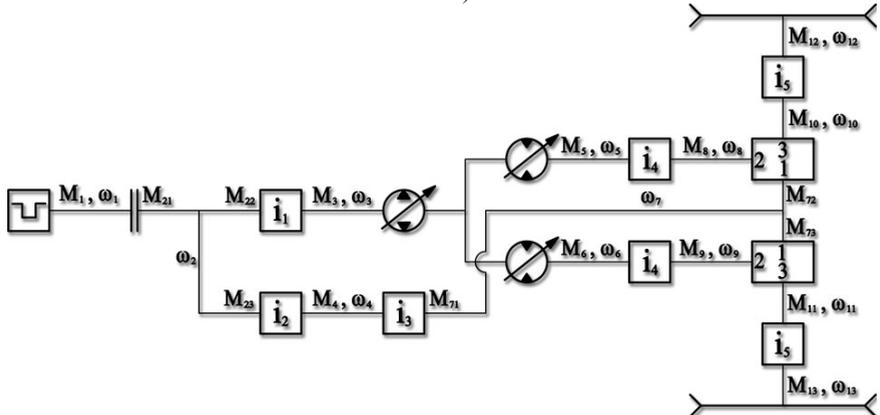
Анализ последних достижений и публикаций. В работах [1-4] подробно изложена методика расчета ГОМТ, с помощью которой проводилось обоснование предложенной схемы трансмиссии и выбор конструктивных параметров.

Цель и постановка задачи. Целью настоящей работы является выбор схемы трансмиссии и обоснование ее конструктивных параметров, для обеспечения прямолинейного движения и поворота гусеничного трактора

Построение схемы трансмиссии и ее обоснование. Для обеспечения прямолинейного движения, и поворота, предложено использовать двухпоточную бесступенчатую ГОМТ, в состав которой входит гидрообъемная передача с одним регулируемым гидронасосом и двумя регулируемые гидромоторами. Кинематическая и структурная схемы этой трансмиссии приведены на рис. 1.а), б).



а)



б)

а – кинематическая схема гидрообъемно-механической трансмиссии: 1 – двигатель внутреннего сгорания; 2 – муфта сцепления; 3, 6, 7, 8 – зубчатые зацепления; 4 – регулируемый гидронасос; 5 – регулируемые гидромоторы; 9 – планетарные ряды; 10 – бортовые передачи; 11 – ведущие звездочки; б – структурная схема гидрообъемно-механической трансмиссии

Рисунок 1 – Кинематическая схема гидрообъемно-механической трансмиссии и структурная схема гидрообъемно-механической трансмиссии

Для обоснования выбранной схемы трансмиссии было предложено использовать математическое моделирование. На основании [1-4] были записаны зависимости, которые были представлены в виде матриц,

$$\Delta Q_{1,2,3} = (-\Theta) \cdot K_y \frac{\Delta p}{\mu} \left(1 + C_y |\omega_{1,2,3}|\right) \quad (1)$$

$$\Delta M_{1,2,3} = (-\Theta) \cdot q \cdot \left[K_1 |\omega_{1,2,3}| \left(1 + K_2 \bar{e}_{1,2,3}^2\right) + \frac{K_5 \left(1 + K_4 |e_{1,2,3}|\right)}{\left(1 + K_3 |\omega_{1,2,3}| D_q\right)} \Delta p + \frac{K_8 \left(1 + K_7 |e_{1,2,3}|\right)}{\left(1 + K_6 |\omega_{1,2,3}| D_q\right)} \right], \quad (2)$$

где K_y и C_y – коэффициенты утечек, D_q – характерный размер гидромашин ($D_q = \sqrt[3]{2\pi q}$); K_1, K_2, \dots, K_8 – коэффициенты гидромеханических потерь [1]:

$$K_y = 0.0390 \cdot 10^{-12} \text{ м}^3; \quad C_y = 1,44 \cdot 10^{-2} \text{ с}; \quad K_1 = 2000 \text{ Па с};$$

$$K_2 = 0,912; \quad K_3 = 0,0955 \text{ с/м}; \quad K_4 = 0,653; \quad K_8 = 0,825 \cdot 10^6 \text{ Па.}$$

$$K_5 = 0,0245; \quad K_6 = 0,913 \text{ с/м}; \quad K_7 = 0,3375;$$

В формуле (1) первое слагаемое отражает потери на жидкостное трение, второе – на сухое кулоново трение и третье – потери на прокрутку. Применяя в формулах (1) и (2) индексы "1", "2" и "3" к параметрам ω , Δp и \bar{e} , соответственно для ГМ1, ГМ2 и ГМ3 могут быть определены суммарные объемные потери и потери момента на валу гидромашин.

Для рассматриваемой бесступенчатой ГОМТ выбран двигатель - Д243, радиус звездочки $r_k = 0,312$ м, угловая скорость коленчатого вала двигателя $\omega_d = 230$ рад/с, передаточные числа $i_1 = 1$, $i_2 = 1$, $i_3 = 1$, $i_4 = 1$, $i_5 = 1/18$, внутренние передаточные числа планетарных редукторов $k_1 = 1$, $k_2 = 1$, суммарный коэффициент сопротивления движению трактора на вспашке. Для достижения максимального КПД трансмиссии – варьировались значения веса трактора $G = 30 \dots 40 \dots 50$ кН и рабочие объемы гидромашин:

$$1. \quad q_1 = 89 \text{ см}^3, \quad q_2 = 45 \text{ см}^3, \quad q_3 = 45 \text{ см}^3;$$

$$2. \quad q_1 = 107 \text{ см}^3, \quad q_2 = 55 \text{ см}^3, \quad q_3 = 55 \text{ см}^3;$$

$$3. \quad q_1 = 140 \text{ см}^3, \quad q_2 = 80 \text{ см}^3, \quad q_3 = 80 \text{ см}^3;$$

$$4. \quad q_1 = 160 \text{ см}^3, \quad q_2 = 80 \text{ см}^3, \quad q_3 = 80 \text{ см}^3.$$

На рис. 3 приведены характеристики ГОМТ этого трактора, а на рис. 4 приведен график, на котором отображены значения КПД этого трактора в зависимости от рабочего объема гидромашин

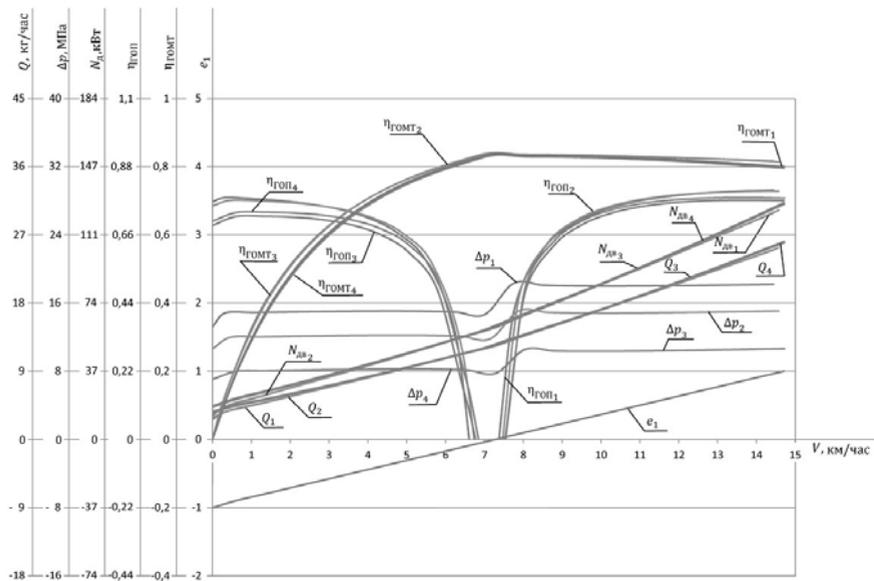


Рисунок 3 – Характеристики ГОМТ трактора, весом 50 кН

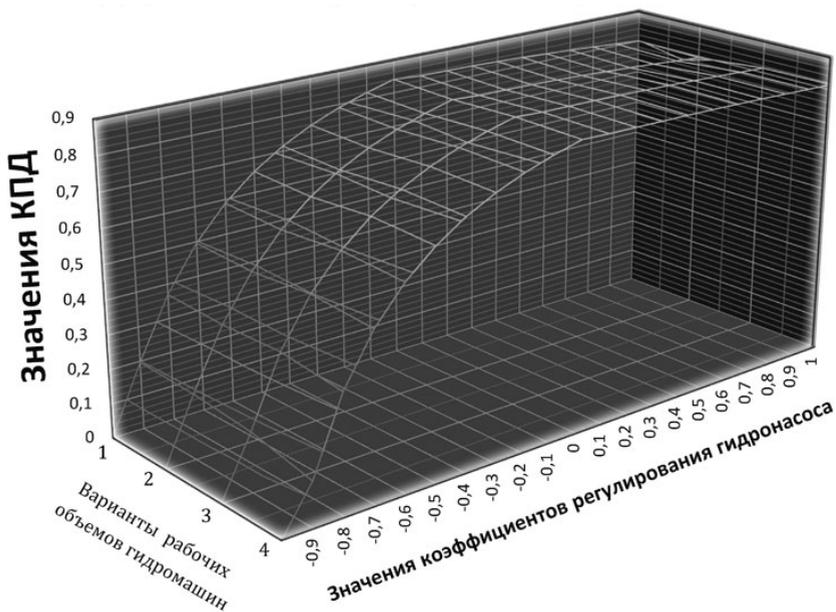


Рисунок 4 – Значения КПД ГОМТ трактора, весом 50 кН

На рис. 3 индексы 1, 2, 3, 4 соответствуют номеру варианта рабочих объемов гидромашин. Анализируя характеристики ГОМТ трактора, весом 50 кН можно сделать вывод, что КПД при различных рабочих объемах гидромашин изменяется незначительно. Однако при использовании гидромашин с рабочими объемами из 2-го варианта значение КПД ГОМТ максимален и равен $\eta_{\text{ГОМТ}} = 0,8403$.

Выводы. 1. В результате проведенной работы была выбрана и обоснована бесступенчатая двухпоточная ГОМТ для гусеничного трактора. 2. Была составлена математическая модель трансмиссии, с помощью которой происходит расчет трансмиссии с учетом потерь на всем тяговом диапазоне. 3. Были выбраны оптимальные вес и рабочие объемы гидромашин ГОП для достижения максимального КПД.

Список литературы: 1. Самородов В.Б., Александров Е.Е., Волонцевич Д.О., Палащенко А.С. / Колесные и гусеничные машины высокой проходимости. В 10-ти томах. Том 3: Бесступенчатые трансмиссии: расчет и основы конструирования. – Харьков, ХГПУ, 1997. –185с. 2. Самородов В.Б. / Основы теории автоматизированной генерации математических моделей трансмиссий. – Механика и машиностроение. –№1, 1998. – с.109-115. 3. Самородов В.Б., Рогов А.В. / Результаты математического моделирования сложной динамической системы двигатель – гидрообъемно-механическая трансмиссия – колесный трактор // Тракторная энергетика в растениеводстве. Сб. науч. тр. «Автомобиле- и тракторостроение». – Харьков: ХГТУСХ, 2001. – с. 109-117. 4. Самородов В.Б., Рогов А.В., Науменко А.В., Постный В.А. и др. / Комплексный подход к автоматизированному анализу, синтезу и проектированию гидрообъемно-механических трансмиссий // Вісник НТУ «ХПИ». Сб. наук. тр. «Автомобиле- и тракторостроение». – Харьков: НТУ «ХПИ», 2002. – с. 3-16.

Поступила в редколлегию 02.05.2011