

В.Б. САМОРОДОВ, д-р. техн. наук, проф. НТУ «ХПИ»;

И.В. УДОД, асп. НТУ «ХПИ»;

О.И. ДЕРКАЧ, ст. преп. НТУ «ХПИ»

СРАВНЕНИЕ ДВУХ БЕССТУПЕНЧАТЫХ ГИДРООБЪЕМНО-МЕХАНИЧЕСКИХ ДВУХПОТОЧНЫХ ТРАНСМИССИЙ ГУСЕНИЧНОГО ТРАКТОРА

В статье были сравнены между собой две двухпоточные гидрообъемно-механические трансмиссии для гусеничного трактора, рассчитаны их оптимальные параметры, а также производительности и затраты топлива.

У статті були порівняні між собою дві двопотокові гідрооб'ємно-механічні трансмісії для гусеничного трактора, розраховані їх оптимальні параметри, а також продуктивності і витрати палива

The article was comparable between the two stepless dual-flow hydromechanical transmission for caterpillar tractor, designed their optimal parameters, as well as performance and fuel consumption

Введение. Бесступенчатые двухпоточные гидрообъемно-механические трансмиссии (ГОМТ) уже получили очень широкое распространение в тракторостроении. Однако, в основном, они ставятся на колесные тракторы, в которых буксование может достигать до 30-35 процентов в проценте работы, соответственно коэффициент полезного действия (КПД) таких тракторов часто довольно низкий. В данной статье речь пойдет о схемах ГОМТ для гусеничного трактора, где буксование достигает до 5 процентов, таким образом КПД таких тракторов гораздо выше, чем у аналогичных колесных тракторов.

Анализ последних достижений и публикаций. В работах [1-4] подробно изложена методика расчета ГОМТ, с помощью которой была создана программа для расчета и сравнения двух трансмиссий. Одна трансмиссия для сравнения была взята из [5]. Расход топлива и производительность работы трактора были рассчитаны благодаря методике, описанной в [6].

Цель и постановка задачи. Целью настоящей работы является сравнение двух трансмиссий: с дифференциалом на входе и дифференциалом на выходе гидрообъемной передачи (ГОП), обоснование их конструктивных параметров, для обеспечения прямолинейного движения и поворота гусеничного трактора. А также нахождение производительности и расхода топлива трактора.

Сравнение двух трансмиссий. Сравнение двух трансмиссий будет происходить параллельно с подбором оптимальных конструктивных

параметров каждой трансмиссии в отдельности. Кинематические схемы анализируемых трансмиссий представлены на рис. 1

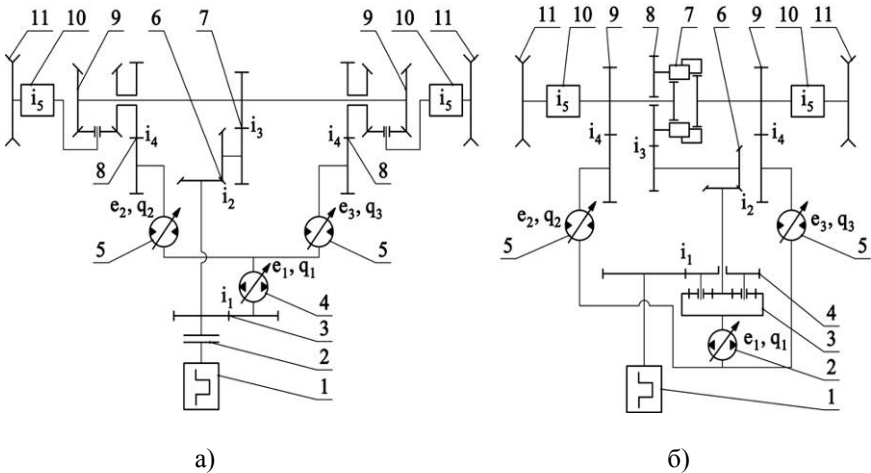


Рисунок 1 – Кинематическая схема гидрообъемно-механической трансмиссии: а – с дифференциалом на выходе; 1 – двигатель внутреннего сгорания; 2 – муфта сцепления; 3, 6, 7, 8 – зубчатые зацепления; 4 – регулируемый гидронасос; 5 – регулируемые гидромоторы; 9 – планетарные ряды; 10 – бортовые передачи; 11 – ведущие звездочки; б) с дифференциалом на входе; 1 – двигатель внутреннего сгорания; 2 – регулируемый гидронасос; 3, 7 – планетарные редукторы; 4, 6, 8, 9 – зубчатые зацепления; 5 – регулируемые гидромоторы; 10 – бортовые передачи; 11 – ведущие звездочки.

Для расчета двух трансмиссий была создана новая программа, которая рассчитывает обе трансмиссии на всем тяговом диапазоне и выводит в результате 3Д-графики. Базовая часть этой программы была описана в источнике [5]. Как уже было написано выше – параллельно с анализом будет проводится подбор оптимальных конструктивных параметров. Для этого, мы задавались исходными данными.

Исходные данные для 1 трансмиссии: рабочий объем гидронасоса - $q_1 = 107 \text{ см}^3$, рабочие объемы гидромоторов - $q_{2,3} = 55 \text{ см}^3$, передаточные числа - $t_1 = -107/110$, $t_2 = -1$, $t_3 = -1$, $t_4 = -1$, $t_5 = 0.057$, внутренние передаточные числа планетарных редукторов $k_1 = -1$, $k_2 = -1$, частота оборотов двигателя $\omega_2 = 230 \text{ рад/с}$, параметр регулирования гидронасоса $e_1 \in [-1,1]$, параметр регулирования гидромоторов $e_{2,3} = 1$, суммарный коэффициент сопротивления движению трактора на вспашке $f = 0.5$.

Исходные данные для 2 трансмиссии: рабочий объем гидронасоса - $q_1 = 74 \text{ см}^3$, рабочие объемы гидромоторов - $q_{2,3} = 110 \text{ см}^3$, передаточные

числа - $i_1 = -1$, $i_2 = -0.5$, $i_3 = -1$, $i_4 = -1$, $i_5 = 0.065$, внутренние передаточные числа планетарных редукторов $k_1 = -2$, $k_2 = -1$, частота оборотов двигателя $\omega_2 = 230$ рад/с, параметр регулирования гидронасоса $\epsilon_1 \in [0,1]$, параметр регулирования гидромоторов $\epsilon_{2,3} = 1$, однако, при достижении $\epsilon_1 = 1$ - $\epsilon_{2,3} = 1 \dots 0.5$ для обеспечения полного рабочего диапазона, суммарный коэффициент сопротивления движению трактора на вспашке $f = 0.5$.

Для нахождения оптимальной массы трактора – ее значение варьировалось от 2 до 6 тонн. Были построены 3Д – графики зависимости КПД трансмиссии от веса и скорости трактора, представленные на рис. 2

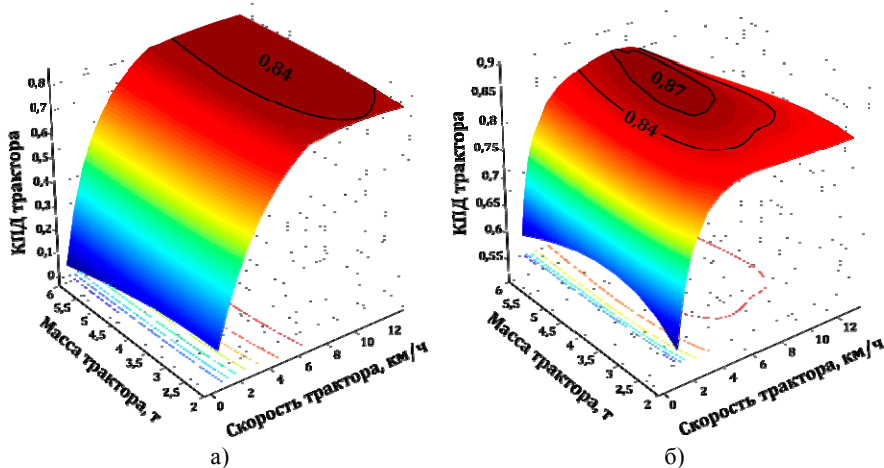


Рисунок 2 – 3Д – графики зависимости КПД трансмиссии от веса и скорости трактора:
 а) трактора с ГОМТ с дифференциалом на выходе;
 б) трактора с ГОМТ с дифференциалом на входе.

Как видно из графиков – наибольший диапазон скоростей с максимальным КПД трансмиссии наблюдается при массе трактора - 4 т, как для первой, так и для второй трансмиссии. И уже сейчас заметно, что у второй трансмиссии уровень максимального КПД выше на 3%.

В качестве подбора оптимальных конструктивных параметров трансмиссий выбираются значения объемных постоянных гидроагрегатов ГОП. При этом в расчете учитывается оптимальное значение массы трактора, определенное ранее.

Выбор оптимальных значений объемных постоянных гидроагрегатов ГОП осуществляется таким же способом, как и в случае с массой трактора. При этом подобраны следующие рабочие объемы: для первой трансмиссии –

$q_{1,2} = 120 \text{ см}^2$, $q_{2,2} = 60 \text{ см}^2$; для второй трансмиссии – $q_{1,2} = 90 \text{ см}^2$, $q_{2,2} = 120 \text{ см}^2$.

С учетом известных оптимальных значений конструктивных параметров – строятся графики зависимости КПД трансмиссии от суммарного коэффициента сопротивления движению и скорости трактора (рис. 3).

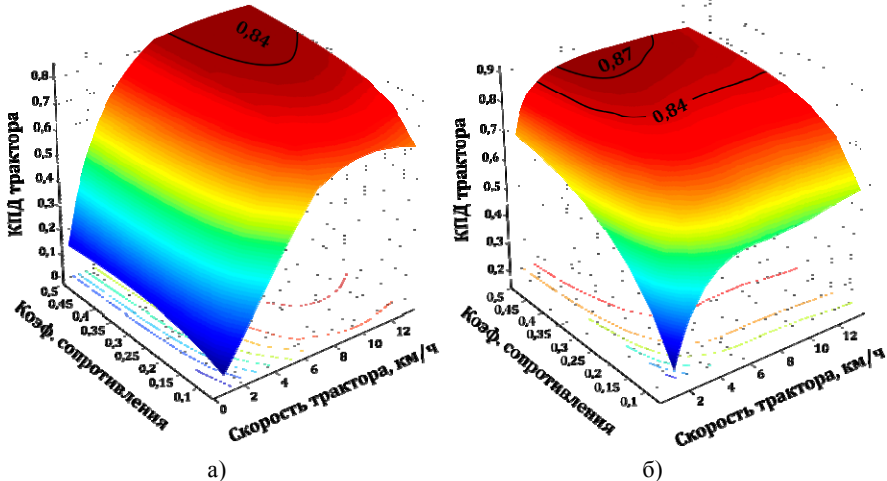


Рисунок 3 – 3Д – графики зависимости КПД трансмиссии от суммарного коэффициента сопротивления движению и скорости трактора:

- а) трактора с ГОМТ с дифференциалом на выходе;
- б) трактора с ГОМТ с дифференциалом на входе.

Как видно с графиков на рис. 3, область максимального КПД первой трансмиссии несколько шире, чем у второй: у первой - при коэффициенте сопротивления 0,3-0,5 наблюдается максимальный коэффициент полезного действия, у второй - при коэффициенте сопротивления 0,4-0,5. Однако если учитывать численное значение максимального КПД – видно, что первая трансмиссия проигрывает второй, если посмотреть область КПД 0,84-0,87 на рис. 3 б) диапазон f от 0,3...0,5, но диапазон скоростей гораздо выше, чем на рис. 3 а).

У каждой трансмиссии есть свои преимущества и недостатки. Первая позволяет поворот на месте, однако при параметре регулирования гидронасоса $\alpha_1 = 0$ осуществление поворота достигается лишь с помощью микроконтроллера, изменяющего частоту оборотов двигателя. Минимальный радиус поворота второй же равен колее трактора, однако такой проблемы с поворотом, как у первой нет. В трансмиссии с дифференциалом на выходе существует циркуляция мощности в диапазоне $\alpha_1 \in [-1; 0]$, в трансмиссии с дифференциалом на входе такой проблемы не существует.

По совокупности результатов схема трансмиссии с дифференциалом на входе ГОП выглядит предпочтительнее. Для нее далее определяем технико-экономические параметры.

Для построения графиков производительности и расхода топлива была использована математическая матричная модель, представленная в [6]. Необходимо задаться: мощностью двигателя, она будет в диапазоне $N_e = 50 \dots 100$ кВт; удельным расходом топлива $q = 230 \frac{\text{г}}{\text{кВт} \cdot \text{ч}}$; шириной захвата плуга $B = 1,5 \dots 4$ м; весом трактора $G = 4$ т. Буксование учитываться не будет. Зависимость расхода топлива от ширины захвата плуга и скорости трактора представлена на рис. 4, а зависимость производительности от ширины захвата плуга и скорости трактора представлена на рис. 5.

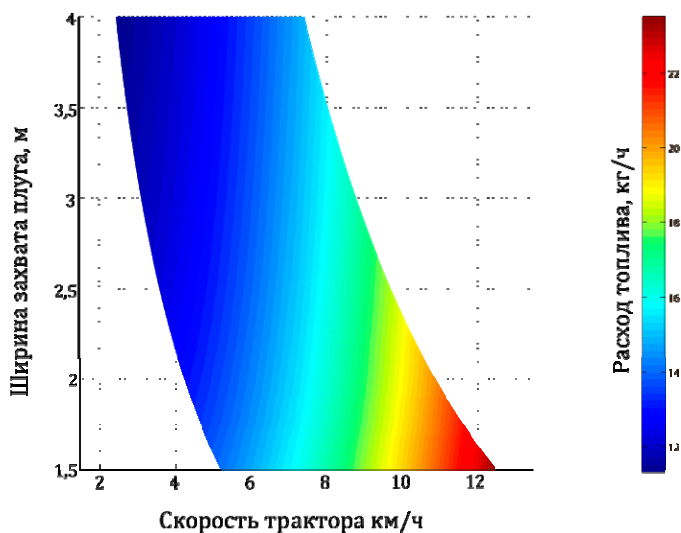


Рисунок 4 – 3Д – график зависимости расхода топлива от ширины захвата плуга и скорости трактора

Графики на рис. 4,5 показывают, что минимальный расход топлива на тракторе с одной из двух рассматриваемых трансмиссий происходит в диапазоне скоростей $V = 2 \dots 6$ км/ч, а максимальная производительность в диапазоне скоростей $V = 6,5 \dots 9$ км/ч. Рассмотрев два 3Д-графика, можно сделать вывод, что оптимальная скорость работы составляет $V = 6 \dots 8$ км/ч.

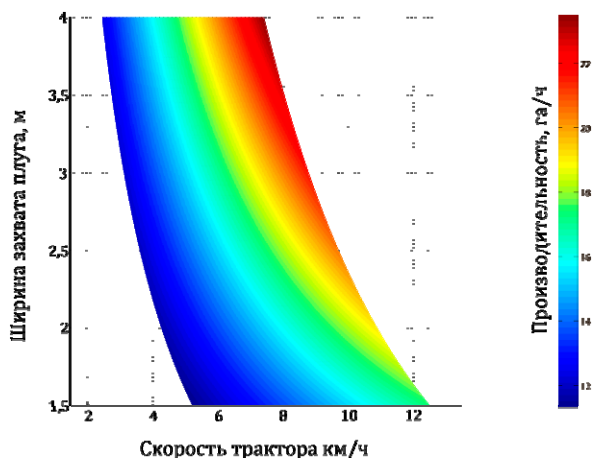


Рисунок 5 – 3Д – график зависимости производительности от ширины захвата плуга и скорости трактора

Выводы. В рассмотренных кинематических схемах трансмиссий гусеничных тракторов при равных условиях эксплуатации и сходных конструктивных характеристиках определенными преимуществами по КПД, безциркуляционному характеру нагружения элементов конструкции (без учета заднего хода) и удобству управления отличается схема ГОМТ с дифференциалом на входе ГОП. Ее основным недостатком является невозможность реализации режима поворота трактора на месте с радиусом поворота около $\frac{1}{2}$ значения ширины колеи, в отличие от схемы с дифференциалом на выходе ГОП, что не является критическим критерием для гусеничных сельскохозяйственных тракторов.

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., Rogov A.B. / 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., Rogov A.B., Науменко А.В., Постный В.А. и др. / Комплексный подход к автоматизированному анализу, синтезу и проектированию гидрообъемно-механических трансмиссий // Вісник НТУ «ХП». Сб. наук.тр. «Автомобиле- и тракторостроение». – Харьков: НТУ «ХП», 2002. – с. 3-16. 5. Самородов В.Б., Удод И.В., Деркач О.И. / Бесступенчатая гидрообъемно-механическая двухпоточная трансмиссия гусеничного трактора // Вісник НТУ «ХП» 18'2011 – Харьков: НТУ «ХП», 2011. – с. 45-50. 6. Коваль А.А., Самородов В.Б. / Влияние взаимосвязи мощности двигателя и веса трактора на основные технико-экономические показатели на примере ХТЗ-17221 // Трактора и сельскохозяйственные машины. 7. Коваль А.А., Самородов В.Б. / Пространственно-топологический подход при определении основных технико-экономических показателей сельскохозяйственных колесных тракторов // Тракторы и сельскохозяйственные машины. №2 – М., 2008. – с. 23-25.

Поступила в редколлегию 09.04.2012