

АВТОМОБИЛІ ТА ТРАКТОРИ

УДК 629.1.032.531.3

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

И. В. УДОД, ассистент, НТУ «ХПИ»;

О. И. ДЕРКАЧ, ст. преп. НТУ «ХПИ»

ГИДРООБЪЕМНО-МЕХАНИЧЕСКАЯ ТРАНСМИССИЯ ГУСЕНИЧНОЙ МАШИНЫ С БЕССТУПЕНЧАТЫМ РЕГУЛИРОВАНИЕМ СКОРОСТИ И РАДИУСА ПОВОРОТА

Предложена оригинальная схема бесступенчатой гидрообъемно-механической трансмиссии гусеничной машины с дифференциалом на входе. Трансмиссия выполнена по бортовой схеме. Проведен кинематический, силовой и энергетический анализ предложенной трансмиссии, дано научно-техническое обоснование ее эффективного использования на гусеничных тракторах и бульдозерах.

Ключевые слова: гусеничная машина, нерегулируемый гидромотор, гидроподжимные муфты, коэффициент полезного действия, прямолинейное движение, мощность, энергонасыщенность, трансмиссионное матричное моделирование, технико-экономические показатели.

Введение. В настоящее время особенно актуален вопрос применения бесступенчатых ГОМТ на гусеничных машинах, к которым предъявляются следующие требования: 1) бесступенчатое регулирование скорости и радиуса поворота; 2) быстрый реверс – быстрый переход с переднего хода на задний без остановки машины; 3) поворот с минимальным радиусом – поворот вокруг своей оси. Предложенная трансмиссия удовлетворяет всем этим требованиям.

Анализ последних достижений и публикаций. Для разработки трансмиссии были проанализированы уже существующие схемы [1,2,3]. Расчет, а соответственно и анализ трансмиссии проводился с помощью методики трансмиссионного матричного моделирования [4,5,6,7,8]. Определение производительности и расхода топлива трактора проводилось с помощью [11].

Цель и постановка задачи. Целью настоящей работы является расчетно-теоретическое обоснование вектора основных конструктивных параметров бесступенчатой ГОМТ и гусеничной машины, на которой она будет устанавливаться. В связи с ограничением объема статьи рассматривается только анализ прямолинейного движения машины.

Схема трансмиссии, ее анализ и обоснование. Кинематическая схема ГОМТ представлена на рис. 1. Передача мощности двигателя (1) в предлагаемой конструкции осуществляется четырьмя потоками – через две гидравлические и две механических ветви. Трансмиссия является бортовой, т.е. левая и правая трансмиссии зеркально одинаковы и выполнены по схеме «с дифференциалом на входе». Гидравлические ветви представляют собой гидрообъемные передачи (ГОП) аксиально-поршневого типа с

регулируемыми гидронасосами (3) и нерегулируемыми гидромоторами (2) раздельного исполнения (рис. 1), по одной ГОП на борт. Суммирование мощностей от каждой ГОП с механическими потоками мощности происходит на солнечной шестерне планетарного редуктора (6) отдельно на левом и правом бортах.

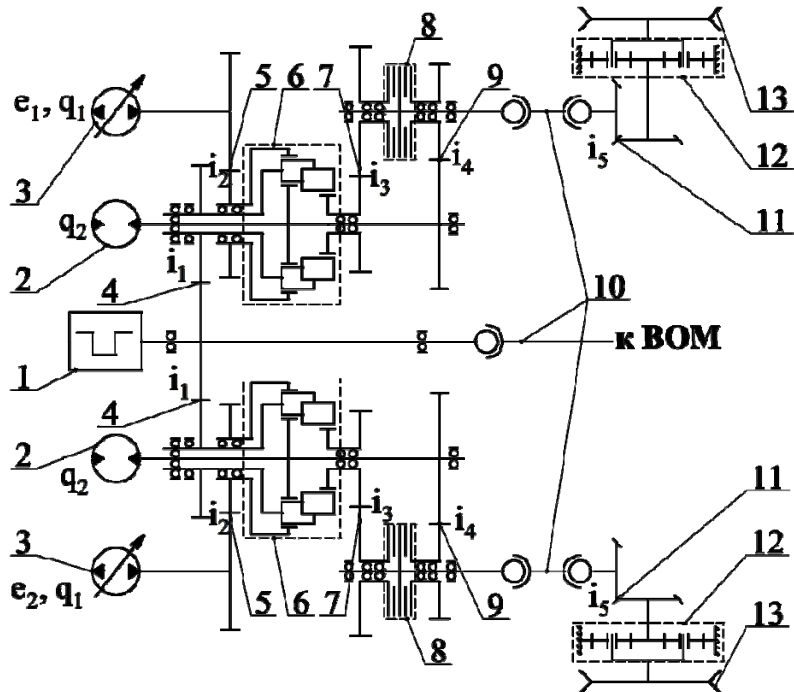


Рис. 1 – Кинематическая схема гидрообъемно-механической трансмиссии:

- 1 – двигатель внутреннего сгорания; 2 – регулируемый гидронасос;
- 3 – нерегулируемый гидромотор; 6 – планетарный редуктор с $k_1=-3$, $k_2=-1$; 4, 5, 7, 9, 11 – зубчатые зацепления с передаточными отношениями i_1 , i_2 , i_3 , i_4 , i_5 ; 8 –фрикционная муфта; 10 – карданные валы; 12 – бортовые передачи с передаточными отношениями i_6 ; 13 – ведущие звездочки

Движение вперед обеспечивается при при равноувеличивающихся от нуля параметрах $e_1=e_2=var$ до своего максимального значения $e_1=e_2=1$. Переключение диапазонов с тягового на транспортный происходит с помощью гидроподжимных муфт (8). Скорость гусеничной машины ограничивается максимально-допустимыми по паспорту оборотами на валу гидромоторов. Поворот гусеничной машины осуществляется при разных параметрах регулирования $e_1 \neq e_2$ гидронасосов (3). При $e_1=-e_2$ осуществляется поворот на месте. Быстрый реверс происходит при одинаковых по модулю e_1 и e_2 при смене их общего знака.

Для определения и обоснования основных параметров рассматриваемой ГОМТ и гусеничной машины, на которой она будет

устанавливаться, использовался метод трансмиссионного матричного анализа. Схемы трансмиссии разбиваются на элементарные базовые звенья, описываемые кинематическими и силовыми матрицами, в общем случае нелинейными за счет механических и объемных потерь [4,5,6,7,8].

Нелинейные потери расхода ΔQ_1 и ΔQ_2 , в объемных гидронасосе и гидромоторе, а также потери момента на валах этих аксиально-поршневых гидромашин описываются наиболее распространенной для гидромашин такого типа математической моделью [8]:

$$\Delta Q_i = K_y \cdot \frac{\Delta p}{\mu} (1 + C_y \cdot \omega_i), \quad i = 1, 2 \quad (1)$$

$$\Delta M_i = \frac{D_q^3}{2\pi} \left[K_1 \omega_i (1 + K_2 \cdot e^2) + \frac{K_5 \cdot (1 + K_4 \cdot e)}{(1 + K_3 \cdot \omega_i \cdot D_q)} \cdot \Delta p + \frac{K_8 \cdot (1 + K_7 \cdot e)}{(1 + K_6 \cdot \omega_i \cdot D_q)} \right], \quad (2)$$

где ΔM_i – гидромеханические потери момента на гидронасосе ($i = 1$) и гидромоторе ($i = 2$); D_q – характерный размер гидромашин ($D_q^3 = 2\pi \cdot q$); K_1, K_2, \dots, K_8 – коэффициенты потерь [8];

Поскольку левая и правая часть трансмиссии гусеничной машины одинаковы (бортовое исполнение) целесообразно для анализа прямолинейного движения гусеничной машины с предлагаемой трансмиссией использовать полную матричную систему по одному борту трансмиссии. Структурная схема борта, значения угловых скоростей и моментов на звеньях представлены на рис. 2

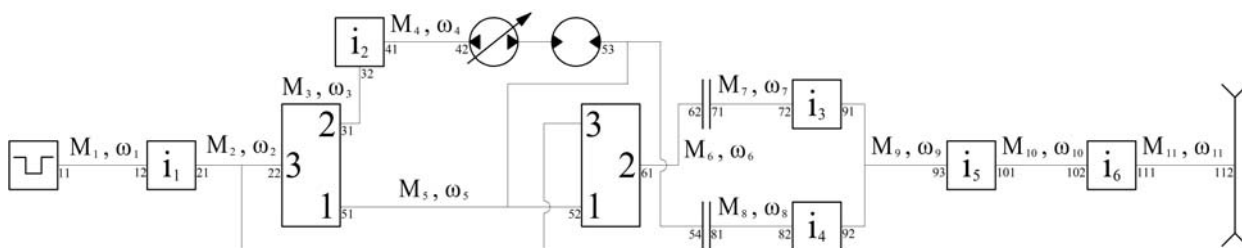


Рис. 2 – Структурная схема предлагаемой трансмиссии

Тогда кинематическая матричная система ГОМТ гусеничной машины имеет вид (3):

$$\begin{bmatrix}
1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
i_1 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & i_2 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & i_3 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & i_4 & -1 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & i_5 & -1 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & i_6 & -1 & 0 \\
0 & k_1 - 1 & -k_1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & k_2 - 1 & 0 & 0 & 1 & k_2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & e_1 \cdot q_1 & q_2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0
\end{bmatrix}
\cdot
\begin{bmatrix}
\omega_1 \\
\omega_2 \\
\omega_3 \\
\omega_4 \\
\omega_5 \\
\omega_6 \\
\omega_7 \\
\omega_8 \\
\omega_9 \\
\omega_{10} \\
\omega_{11}
\end{bmatrix}
=
\begin{bmatrix}
\omega_{0e} \\
0 \\
0 \\
0 \\
0 \\
0 \\
0 \\
0 \\
0 \\
0 \\
\Delta Q
\end{bmatrix}
\quad (3)$$

Решение кинематической матричной системы (3) позволяет найти весь спектр угловых скоростей всех звеньев. В частном случае, без учета потерь, при $\Delta Q=0$, решение матричной системы (3) дает идеальное теоретическое множество угловых скоростей всех звеньев трансмиссии. Таким образом, с учетом объемных потерь ΔQ , которые вычисляются в процессе итерационной процедуры для всего интервала возможных рабочих давлений (от 0 до 40 МПа) можно оценить влияние давления нагрузки в ГОП на весь спектр угловых скоростей звеньев трансмиссии, т.е. оценить кинематику ГОМТ в целом

Силовая матричная модель ГОМТ гусеничной машины в первом приближении имеет вид (4):

$$\begin{bmatrix}
0 & 1 & i_1 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & i_2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & i_3 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & i_4 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & i_5 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 1 & i_6 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & k_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & k_2 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & e_1 \cdot q_1 \\
0 & q_2 \\
1 & 1 & 0 \\
0 & 0 & 1 & 1 & 1 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 1 & 1 & 0 & 0 \\
0 & 0 \\
0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 \\
0 & 1
\end{bmatrix}
\cdot
\begin{bmatrix}
M_{11} \\
M_{12} \\
M_{21} \\
M_{22} \\
M_{23} \\
M_{31} \\
M_{32} \\
M_{41} \\
M_{42} \\
M_{51} \\
M_{52} \\
M_{53} \\
M_{54} \\
M_{61} \\
M_{62} \\
M_{71} \\
M_{72} \\
M_{81} \\
M_{82} \\
M_{91} \\
M_{92} \\
M_{93} \\
M_{101} \\
M_{102} \\
M_{111} \\
M_{112} \\
\Delta p_1
\end{bmatrix}
=
\begin{bmatrix}
0 \\
0 \\
0 \\
0 \\
0 \\
0 \\
0 \\
0 \\
0 \\
0 \\
\Delta M_1 \cdot \text{sign}(\omega_1) \\
\Delta M_2 \cdot \text{sign}(\omega_2) \\
0 \\
0 \\
0 \\
0 \\
0 \\
0 \\
0 \\
0 \\
0 \\
0 \\
0 \\
M_s
\end{bmatrix}
\quad (4)$$

где $M_3 = 0,5G \cdot f \cdot r_3$ – момент на ведущей звездочке радиуса r_3 , G – вес трактора, f – коэффициент сопротивления движению.

Полная математическая модель ГОМТ представляет собой систему нелинейных уравнений. Нелинейности привносятся потерями в гидрообъемных передачах в соответствии с формулами (1), (2). В первом приближении (на первой итерации) все нелинейные слагаемые в формулах потерь (1), (2) обнуляются. Во втором и последующих приближениях указанные нелинейные слагаемые вычисляются на основе формальных неизвестных, полученных на предыдущей итерации.

Результаты расчета трансмиссии. Для того, чтобы предоставить результаты расчета трансмиссии необходимо задаться исходными данными, для подстановки в составленную программу. Кроме предоставления результатов расчета будут найдены оптимальные параметры проектируемой трансмиссии для достижения максимального коэффициента полезного действия (КПД).

Для рассматриваемой бесступенчатой ГОМТ выбран двигатель, мощность которого – 150 кВт, радиус звездочки $r_3=0,42$ м, угловая скорость коленчатого вала двигателя $\omega_{дв}=230$ рад/с, передаточные числа $i_1=-31/32$, $i_2=-26/39$, $i_3=-26/39$, $i_4=-35/30$, $i_4=9/40$, внутренние передаточные числа планетарных редукторов $k_1=-3$, $k_2=-1$, суммарный коэффициент сопротивления движению $f=0,5$, рабочие объемы гидромашин: $q_1=q_2=q_3=q_4=114$ см³. Для выбранной мощности двигателя варьировались значения массы гусеничной машины ($G=75...100$ кН) с целью достижения максимального КПД трансмиссии. Коэффициент полезного действия трансмиссии находился с помощью формулы

$$\eta = \frac{1}{M_{об} \cdot \omega_{об}} \cdot \left| 2 \cdot M_{к} \cdot \omega_{11} \cdot \eta_{к}^{-sign(M_{к} \cdot \omega_{11})} \right|, \quad (5)$$

где $\eta_{к}^{-sign(M_{к} \cdot \omega_{11})}$ – КПД движителя (с учетом рекуперации мощности);

ω_{11} – угловая скорость звездочки из (3).

После нахождения необходимых параметров, строим 3-Д график зависимости КПД трансмиссии от скорости $V = \omega_{11} \cdot r_3$ и массы m гусеничной машины (рис. 3).

Как видно из графика на рис. 3 – с увеличением веса трактора уменьшается диапазон с максимальным КПД, и несколько уменьшается его значение. Трактор должен обеспечить максимальную эффективность в диапазоне скоростей $V=6...10$ км/ч, это условие реализуется при массе трактора $m=9$ т. В отличие от трансмиссии, представленной в статье [3],

значение КПД на тяговом режиме и диапазон высоких значений существенно выше, в среднем на 3-6%.

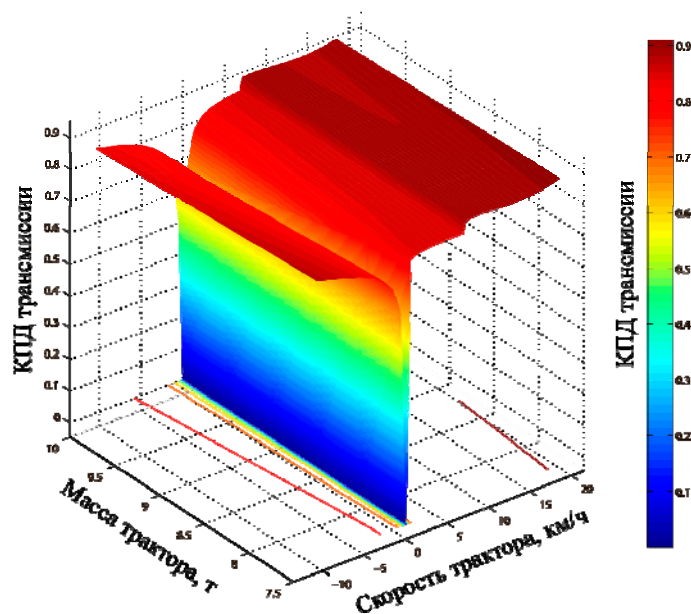


Рис. 3 – График зависимости КПД трансмиссии от скорости и массы гусеничной машины

Значение перепада давлений в ГОП не должно превысить паспортного давления 45 МПа в диапазоне скоростей $V=6...10$ км/ч. График зависимости перепада давлений от скорости и массы гусеничной машины при прямолинейном движении представлен на рис. 4.

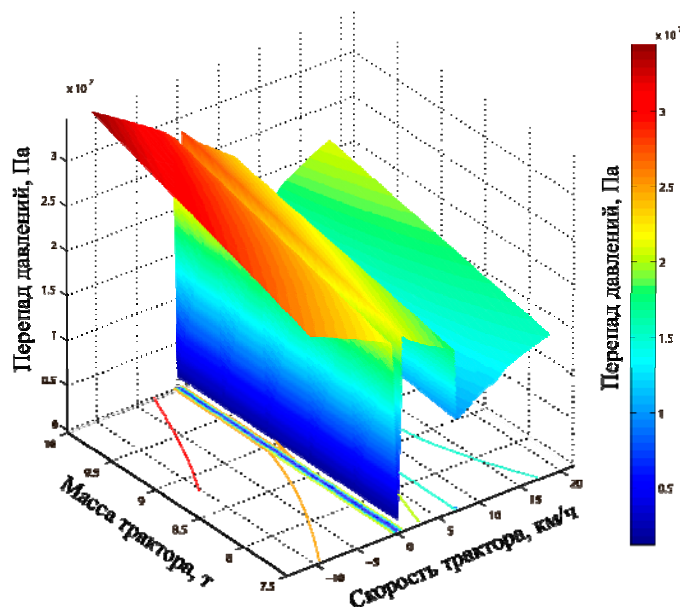


Рис. 4 – График зависимости перепада давлений от скорости и массы гусеничной машины

Проанализировав график на рис. 4, получаем, что при массе бульдозера $m=9$ т максимально допустимый перепад давлений достигается при скорости гусеничной машины $V=11$ км/ч, что соответствует максимальному КПД (см. рис. 2). Таким образом рабочие объемы для гидромашин выбраны с небольшим запасом и обоснованы. Теперь необходимо проверить соответствие мощности двигателя $N_{дв}^н = M_{дв} \cdot \omega_{дв}$ необходимой мощности при коэффициенте сопротивления движению $f = 0,5$ со скоростью $V=6...10$ км/ч.

График зависимости необходимой мощности двигателя от скорости и массы бульдозера представлен на рис. 5.

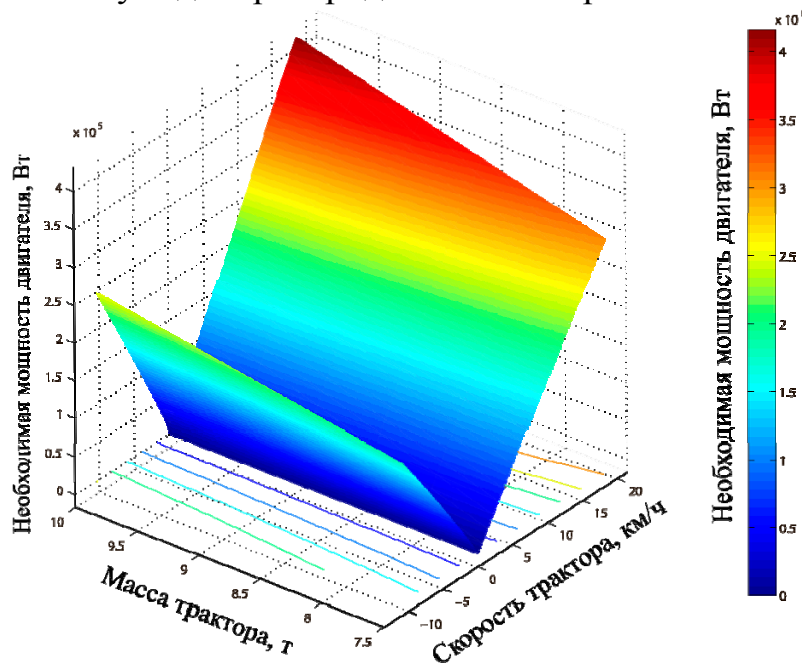


Рис. 5 – График зависимости необходимой мощности двигателя от скорости и массы гусеничной машины

Мощность двигателя совпадает с необходимой мощностью, при скорости трактора $V=11$ км/ч, что показывает, что вес $G=90$ кН и рабочие объемы гидромашин: $q_1=q_2=q_3=q_4=114$ см³ – подобраны правильно, для гусеничного бульдозера с двигателем, мощность которого $N_{дв}=150$ кВт.

Для построения графиков производительности и расхода топлива была использована математическая матричная модель, представленная в [11]. Необходимо задаться: мощностью двигателя, она будет равна $N_д = 150$ кВт; удельным расходом топлива $q = 230$ г/кВт·ч; шириной захвата плуга $B = 1,5...4$ м; массой трактора, равной 9 т. Малым буксованием до 3...4% пренебрегаем. Зависимость расхода топлива от ширины захвата плуга и

скорости трактора представлена на рис. 6, а зависимость производительности от ширины захвата плуга и скорости трактора представлена на рис. 7.

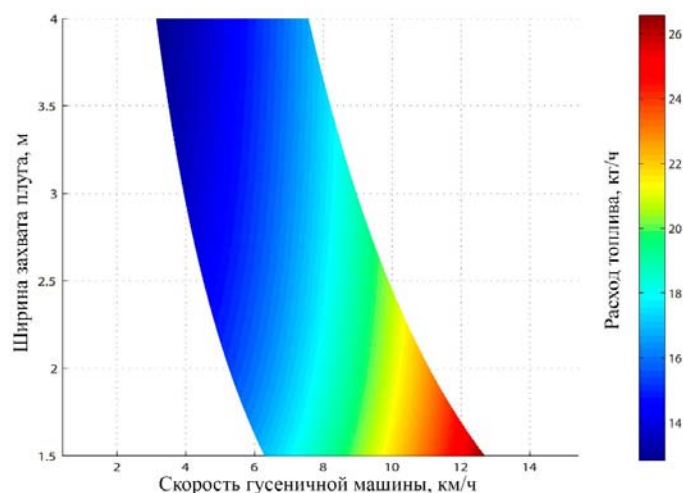


Рис. 6 – 3Д – график зависимости расхода топлива от ширины захвата плуга и скорости трактора

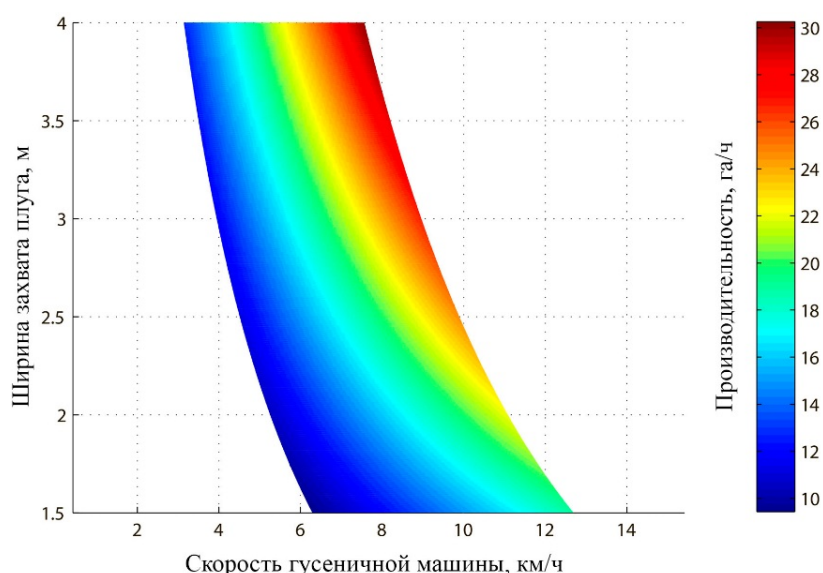


Рис. 7 – 3Д – график зависимости производительности от ширины захвата плуга и скорости трактора

Графики на рис. 6, 7 показывают, что минимальный расход топлива на тракторе происходит в диапазоне скоростей $V = 3...7$ км/ч, а максимальная производительность в диапазоне скоростей $V = 7...9$ км/ч. Рассмотрев два 3Д-графика, можно сделать вывод, что оптимальная скорость работы составляет $V = 6...8$ км/ч.

Построение пространственной модели трансмиссии. Была построена трехмерная модель рассматриваемой ГОМТ гусеничной машины. В программе для проектирования были проведены необходимые расчеты валов, шестерен, подшипников, корпусных деталей. После чего был произведен прочностной анализ самых ответственных деталей трансмиссии, с помощью метода, приведенного в [10], для подбора оптимальных конструктивных параметров. В результате была собрана схема трансмиссии, приведенная на рис. 8.

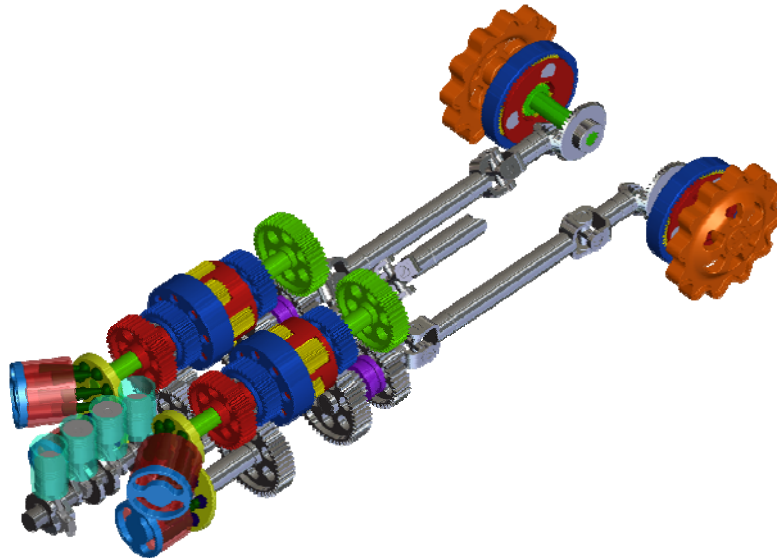


Рис. 8 – Трехмерная модель ГОМТ гусеничной машины

Выводы:

1. Разработана оригинальная двухпоточная бесступенчатая ГОМТ для гусеничной машины.
2. С помощью трансмиссионного матричного моделирования подобрана оптимальная масса трактора $m=9$ т.
3. С помощью математической модели определены показатели минимального радиуса поворота трактора на всем диапазоне.
4. Обнаружен диапазон оптимальных скоростей при работе на тракторе с предлагаемой ГОМТ - $V = 6...8$ км/ч .
5. Спроектирована пространственная модель трансмиссии и проведен прочностной анализ при прямолинейном движении трактора.

Список литературы: 1. Самородов В. Б., Удод И. В., Деркач О. И. / Бесступенчатая гидрообъемно-механическая двухпоточная трансмиссия гусеничного трактора // Вісник НТУ «ХПІ» 18'2011 – Харьков: НТУ «ХПІ», 2011. – с. 45-50. 2. Самородов В. Б., Удод И. В., Деркач О. И. / Сравнение двух бесступенчатых гидрообъемно-механических двухпоточных трансмиссий гусеничного трактора // Вісник НТУ «ХПІ» 19'2012 – Харьков: НТУ «ХПІ», 2012. – с. 47-52. 3. Самородов В. Б., Удод И. В., Деркач О. И. / Анализ и техническое обоснование двухпоточной бесступенчатой гидрообъемно-механической трансмиссии бульдозера // Вісник НТУ «ХПІ»

29'2013 – Харьков: НТУ «ХПИ», 2013. – с. 45-50. **4. Самородов В. Б.** / Основы теории автоматизированной генерации математических моделей трансмиссий. – Механика и машиностроение. – №1, 1998. – с.109-115. **5. Самородов В. Б.** / Генерация матричных моделей для гидрообъемно-механических трансмиссий произвольного вида // Системотехника автомобильного транспорта. – Харьков: ХГАДГУ, 1999. **6. Самородов В. Б.** / Системный подход к генерации математических матричных моделей для планетарных механических и гидрообъемно-механических трансмиссий произвольного вида // Вестник ХГПУ.– 1999.– Вып. 46. **7. Самородов В. Б.** / Научное обоснование структуры силовых матричных систем моделирующих работу гидрообъемно-механических трансмиссий.// Вестник ХГПУ.– 1999.– Вып.47. **8. Самородов В. Б., Rogov A. V.** / Методика плотной упаковки матричных систем, моделирующих работу гидрообъемно-механических трансмиссий // «Автомобильный транспорт». Сборник научных трудов. – Харьков: Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет. – 2003. – Вып. 13. – С. 91 – 98. **9. Самородов В. Б., Rogov A. V., Науменко А. В., Постный В. А. и др.** / Комплексный подход к автоматизированному анализу, синтезу и проектированию гидрообъемно-механических трансмиссий // Вісник НТУ «ХПІ». Сб. наук.тр. «Автомобіле- і тракторостроєння». – Харьков: НТУ «ХПИ», 2002. – с. 3-16. **10. Самородов В. Б., Udod I. V.** / Прочностной расчет методом конечных элементов звеньев бесступенчатых двухпоточных гидрообъемно-механических трансмиссий // Вісник НТУ «ХПІ» 32'2013 – Харьков: НТУ «ХПИ», 2013. – с. 45-50. **11. Самородов В. Б., Коваль А. А.** / Пространственно – топологические взаимосвязи производительности, рабочих скоростей, буксования, веса и мощности двигателя колесных тракторов // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – М.: Машиностроение. – 2008. – № 4. – С. 16 – 18.

Bibliography (transliterated): **1. Samorodov V. B., Udod I. V., Derkach O. I.** Besstupenchataja gidroob"emno-mehaničeskaja dvuhpotočnaja transmissija gusenichnogo traktora. Visnik NTU «HPI» 18'2011 – Har'kov: NTU «HPI», 2011. **2. Samorodov V. B., Udod I. V., Derkach O. I.** Svravnenie dvuh besstupenchatyh gidroob"emno-mehaničeskikh dvuhpotočnyh transmissij gusenichnogo traktora. Visnik NTU «HPI» 19'2012 – Har'kov: NTU «HPI», 2012. **3. Samorodov V. B., Udod I. V., Derkach O. I.** Analiz i tehničeskoe obosnovanie dvuhpotočnoj besstupenčatoj gidroobemno-mehaničeskoj transmissii bul'dožera. Visnik NTU «HPI» 29'2013 – Har'kov: NTU «HPI», 2013. **4. Samorodov V. B.** Osnovy teorii avtomatizirovannoj generacii matematičeskikh modelej transmissij. – Mehanika i mashinostroenie. – 1, 1998. **5. Samorodov V. B.** Generacija matrichnyh modelej dlja gidroob"emno-mehaničeskikh transmissij proizvol'nogo vida. Sistemotehnika avtomobil'nogo transporta. – Har'kov: HGADGU, 1999. **6. Samorodov V. B.** Sistemnyj podhod k generacii matematičeskikh matrichnyh modelej dlja planetarnyh mehaničeskikh i gidroob"emno-mehaničeskikh transmissij proizvol'nogo vida. Vestnik HGPU.– 1999.– Vyp.46. **7. Samorodov V. B.** Nauchnoe obosnovanie struktury silovyh matrichnyh sistem modelirujushhij rabotu gidroob"emno-mehaničeskikh transmissij. Vestnik HGPU.– 1999. – Vyp.47. **8. Samorodov V. B., Rogov A. V.** / Metodika plotnoj upakovki matrichnyh sistem, modelirujushhij rabotu gidroobemno-mehaničeskikh transmissij // «Avtomobil'nyj transport». Sbornik nauchnyh trudov. – Har'kov: Har'kovskij nacional'nyj avtomobil'no-dorozhnyj universitet. – 2003. – Vyp. 13. – S. 91 – 98. **9. Samorodov V. B., Rogov A. V., Naumenko A. V., Postnyj V. A. i dr.** Kompleksnyj podhod k avtomatizirovannomu analizu, sintezu i proektirovaniju gidroob"emno-mehaničeskikh transmissij. Visnik NTU «HPI». Sb. nauk.tr. «Avtomobile- i traktorostroenie». – Har'kov: NTU «HPI», 2002. **10. Samorodov V. B., Udod I. V.** Prochnostnoj raschet metodom konečnyh jelementov zven'ev besstupenchatyh dvuhpotočnyh gidroob"emno-mehaničeskikh transmissij. Visnik NTU «HPI» 32'2013 – Har'kov: NTU «HPI», 2013. **11. Samorodov V. B., Koval' A. A.** Prostranstvenno – topologičeskie vzajmosvjazi proizvoditel'nosti, rabochih skorostej, buksovanija, vesa i moshhnosti dvigatelja kolesnyh traktorov. Traktory i sel'skohozejajstvennye mashiny. – M.: Mashinostroenie. – 2008. – 4.

Поступила (received) 15.05.2014

