

УДК 629.1.032.531.3

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

И. В. УДОД, аспирант, НТУ «ХПИ»;

О. И. ДЕРКАЧ, ст. преп., НТУ «ХПИ»

АНАЛИЗ И ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ДВУХПОТОЧНОЙ БЕССТУПЕНЧАТОЙ ГИДРООБЪЕМНО-МЕХАНИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИИ БУЛЬДОЗЕРА

Предложена оригинальная схема бесступенчатой гидрообъемно-механической трансмиссии бульдозера. Проведен кинематический, силовой и энергетический анализ предложенной трансмиссии, дано научно-техническое обоснование ее эффективного использования на гусеничных тракторах и бульдозерах.

Ключевые слова: бульдозер, гидрообъемно-механическая трансмиссия, гидронасос, гидромотор, перепад давления, скорость движения, коэффициент полезного действия, мощность.

Введение. Особенно актуально применение бесступенчатых ГОМТ на гусеничных тракторах, бульдозерах, экскаваторах в образцах военных гусеничных машин, где необходимо обеспечить: а) бесступенчатое изменение скорости движения и тягового момента на ведущих колесах; б) бесступенчатое управление радиусом поворота машины, включая поворот на месте; в) реверсивный переход с переднего на задний ход без остановки машины. Всем этим требованиям удовлетворяет рассматриваемая в настоящей работе бесступенчатая ГОМТ, работающая, например, в составе бульдозера

Анализ последних достижений и публикаций. В процессе разработки схемы трансмиссии были проанализированы уже существующие варианты двухпоточных ГОМТ на гусеничной технике [1, 2]. Техническо-экономическое обоснование проводилось с помощью трансмиссионного матричного анализа проф. Самородова [3,4,5].

Цель и постановка задачи. Целью настоящей работы является выбор схемы трансмиссии и обоснование ее конструктивных параметров, для обеспечения прямолинейного движения и поворота бульдозера, включая поворот на месте.

Схема трансмиссии, ее анализ и обоснование. Кинематическая схема ГОМТ представлена на рис. 1. Передача мощности двигателя (1) в предлагаемой конструкции осуществляется тремя потоками – через две гидравлических и одну механическую ветви. Гидравлические ветви представляют собой гидрообъемные передачи (ГОП) аксиально-поршневого типа с регулируемыми гидронасосами (7) и регулируемые гидромоторами (10) раздельного исполнения (рис. 1). По одной ГОП, содержащей гидронасос и гидромотор, на борт. Суммирование мощностей от каждой ГОП с механическими потоками мощности из дифференциала (6) происходит на общей шестерне двух зубчатых зацеплений (8,9) отдельно на левом и правом бортах.

Движение вперед обеспечивается при одинаковых и постоянных параметрах $e_3=e_4$ при равноувеличивающихся параметрах $e_1=e_2=var$ до своего максимального значения $e_1=e_2=1$. При этом возможно увеличение угловой скорости ведущих звездочек за счет равноуменьшающихся параметров $e_3=e_4=var$. Скорость гусеничной машины ограничивается максимально-допустимыми по паспорту оборотами на валу

© В. Б. Самородов, И. В. Удод, О. И. Деркач, 2013

гидромоторов, т.е. при некоторых $0 < e_3^* = e_4^* < 1$. Поворот бульдозера осуществляется при одинаковых параметрах регулирования e_3, e_4 гидромоторов (10) и разных параметрах регулирования e_1, e_2 гидронасосов (7). Поворот на месте осуществляется при $e_3=e_4$ и $e_1=-e_2$. Реверсивный переход с переднего хода на задний без остановки машины происходит при одинаковых по модулю и разных по знаку e_1 и e_2 ($|e_1| = -|e_2|$).

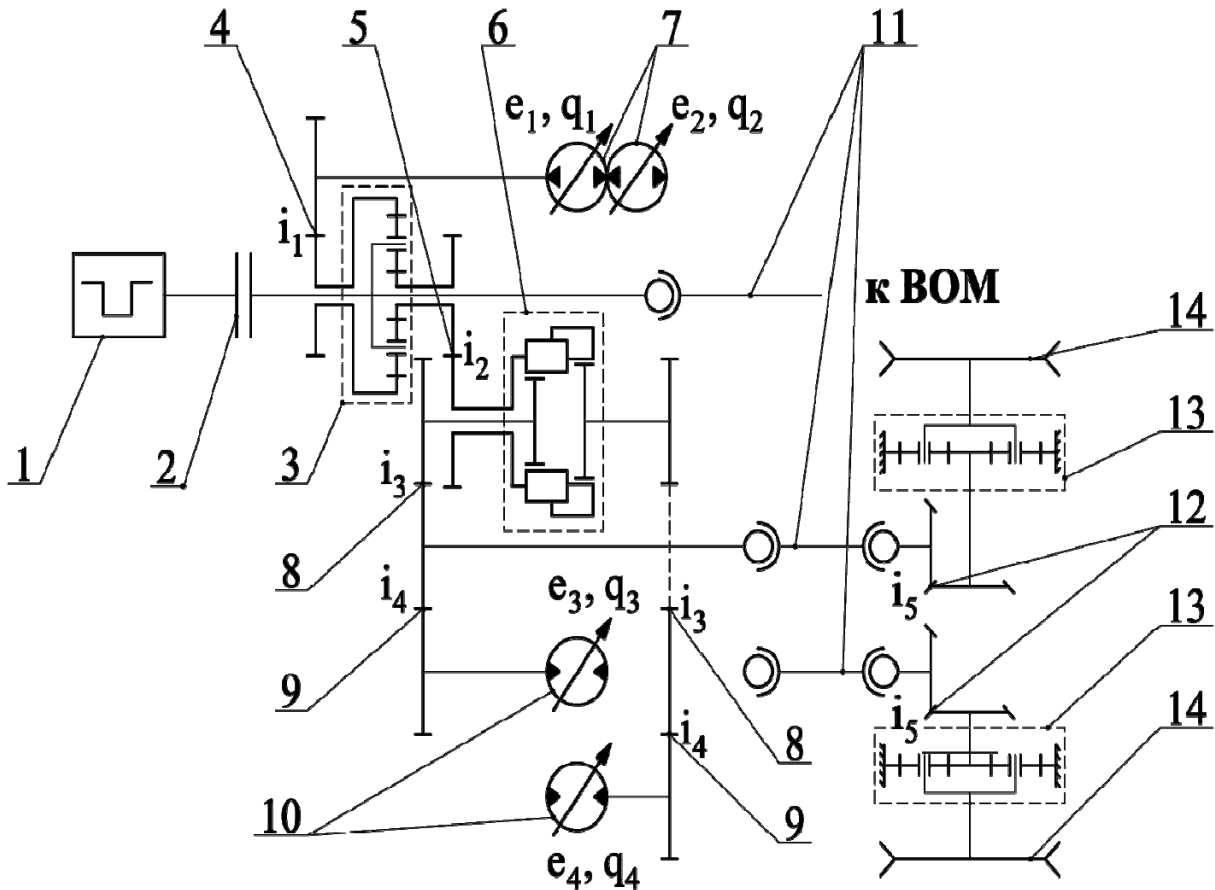


Рисунок 1 – Кинематическая схема гидрообъемно-механической трансмиссии:
 1 – двигатель внутреннего сгорания; 2 – муфта сцепления; 3 – планетарный ряд с $k_1=-3$;
 4, 5, 8, 6 – планетарный ряд с $k_2=-1$; 7 – регулируемый гидронасос; 9, 12 – зубчатые
 зацепления; 10 – регулируемые гидромоторы; 11 – карданные валы; 13 – бортовые
 передачи; 14 – ведущие звездочки

Для определения и обоснования вектора основных конструктивных параметров предлагаемой бесступенчатой ГОМТ используется метод трансмиссионного матричного анализа [4,5]. Структурная схема ГОМТ с указанием кинематических и силовых параметров на всех ее звеньях и передаточных отношениях всех редукторов и планетарных рядов приведена на рис. 2.

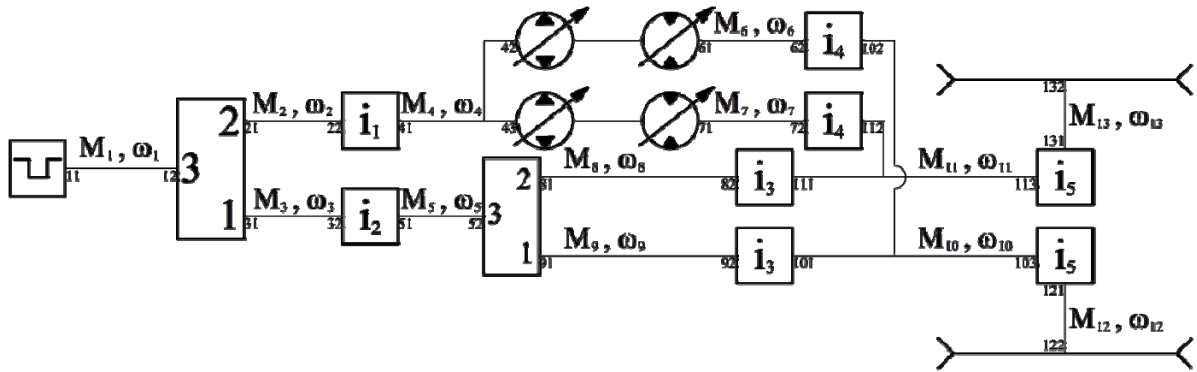


Рисунок 2 – Структурная схема гидрообъемно-механической трансмиссии

Список уравнений, описывающий кинематику ГОМТ бульдозера в соответствии с приведенной структурной схемой (см. рис. 2) имеет вид:

$$\begin{aligned}
 i_1 \cdot \omega_2 - \omega_4 &= 0 & (1) & & i_2 \cdot \omega_3 - \omega_5 &= 0 & (2) \\
 i_3 \cdot \omega_8 - \omega_{11} &= 0 & (3) & & i_3 \cdot \omega_9 - \omega_{10} &= 0 & (4) \\
 i_4 \cdot \omega_6 - \omega_{10} &= 0 & (5) & & i_4 \cdot \omega_7 - \omega_{11} &= 0 & (6) \\
 i_5 \cdot \omega_{10} - \omega_{12} &= 0 & (7) & & i_5 \cdot \omega_{11} - \omega_{13} &= 0 & (8) \\
 (k_1 - 1) \cdot \omega_1 - k_1 \cdot \omega_2 + \omega_3 &= 0 & (9) & & (k_2 - 1) \cdot \omega_5 - k_2 \cdot \omega_8 + \omega_9 &= 0 & (10) \\
 -q_1 \cdot e_1 \cdot \omega_4 + q_2 \cdot e_2 \cdot \omega_6 &= \Delta Q_1 & (11) & & -q_1 \cdot e_2 \cdot \omega_3 + q_2 \cdot e_3 \cdot \omega_6 &= \Delta Q_2 & (12)
 \end{aligned}$$

Уравнения (1-8) описывают кинематику редукторов, уравнения (9-10) – планетарных рядов, соотношения (11), (12) представляют собой уравнения баланса рабочей жидкости в ГОП.

q_1, q_2 - максимальные производительности гидронасосов и гидромоторов;

$\Delta Q_1 = \Delta Q_{1H} + \Delta Q_{1M}$ и $\Delta Q_2 = \Delta Q_{2H} + \Delta Q_{2M}$ - суммарные объемные потери на обеих ГОП. Здесь $\Delta Q_{1H}, \Delta Q_{1M}$ и $\Delta Q_{2H}, \Delta Q_{2M}$ - объемные потери на гидронасосе и гидромоторе первой и второй гидропередач соответственно.

Кинематическая матричная система ГОМТ бульдозера имеет вид (13):

$$\begin{bmatrix}
 k_1 - 1 & -k_1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & i_1 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & i_2 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & k_2 - 1 & 0 & 0 & -k_2 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & -e_1 \cdot q_1 & 0 & e_3 \cdot q_2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & -e_2 \cdot q_1 & 0 & 0 & e_4 \cdot q_2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & i_3 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & i_3 & -1 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & i_4 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & i_4 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & i_5 & 0 & -1 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & i_5 & 0 & -1 & 0 \\
 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0
 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \omega_1 \\ \omega_2 \\ \omega_3 \\ \omega_4 \\ \omega_5 \\ \omega_6 \\ \omega_7 \\ \omega_8 \\ \omega_9 \\ \omega_{10} \\ \omega_{11} \\ \omega_{12} \\ \omega_{13} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ \Delta Q_1 \\ \Delta Q_2 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

Решение кинематической матричной системы (13) позволяет найти весь спектр угловых скоростей всех звеньев. В частном случае, без учета потерь, при $\Delta Q_1, \Delta Q_2=0$, решение матричной системы (13) дает идеальное теоретическое множество угловых скоростей всех звеньев трансмиссии и минимальный теоретический (без учета потерь) радиус поворота. Таким образом, с учетом объемных потерь ΔQ_1 и ΔQ_2 , которые вычисляются при итерационной процедуре для всего интервала возможных рабочих давлений (от 0 до 40 МПа) можно оценить влияние утечек на весь спектр угловых скоростей звеньев трансмиссии.

Система силовых соотношений, для нахождения всего спектра моментов нагрузки на любом режиме работы бульдозера строится следующим образом. Используем понятия «простого» и «сложного» звена трансмиссии с [9]. Под «простым» звеном понимаются такие звенья трансмиссии, которые связывают только два базовых элемента. Например, звено между двумя редукторами, между редуктором и одной из шестерен планетарного ряда, звено между бортовым редуктором и ведущим колесом и т.п. Равновесное состояние «простого» звена трансмиссии определяется только двумя моментами на входе и на выходе звена, алгебраическая сумма которых равна 0, т.е. в начале и в конце звена приложены равные по модулю и противоположные по знаку моменты.

Под «сложным» звеном понимаются звенья, объединяющие и взаимодействующие более, чем с двумя базовыми элементами трансмиссии. Равновесное состояние «сложного» звена трансмиссии определяется более, чем двумя моментами, алгебраическая сумма которых равна 0. При этом в алгебраической сумме моментов на «сложном» звене все моменты в записи берутся со знаком «+».

Для всех редукторов ГОМТ силовые соотношения имеют вид [4]:

$$\begin{aligned}
 -M_2 \eta^{\text{sing}N2} + i_1 \cdot M_4 &= 0 & (14) & & -M_3 \eta^{\text{sing}N3} + i_2 \cdot M_5 &= 0 & (15) \\
 -M_9 \eta^{\text{sing}N9} + i_3 \cdot M_{101} &= 0 & (16) & & -M_8 \eta^{\text{sing}N8} + i_3 \cdot M_{111} &= 0 & (17) \\
 -M_6 \eta^{\text{sing}N6} + i_4 \cdot M_{102} &= 0 & (18) & & -M_7 \eta^{\text{sing}N6} + i_4 \cdot M_{112} &= 0 & (19) \\
 M_{103} \eta^{\text{sing}N103} + i_5 \cdot M_{12} &= 0 & (20) & & M_{113} \eta^{\text{sing}N113} + i_5 \cdot M_{13} &= 0 & (21)
 \end{aligned}$$

Как раз уравнения (14) – (21) и отражают тот факт, что при образовании связей моменты $M_2, M_3, M_6, M_7, M_8, M_9$ (со знаками «-»), соответствовали присоединенным элементам (концам звеньев, концам связей).

Соотношения моментов на планетарных рядах имеют вид:

$$\begin{aligned}
 -M_1 \omega_1 \eta^{\text{sing}N1} + M_2 \omega_2 \eta^{\text{sing}N2} + M_3 \omega_3 &= 0 & (22) \\
 -M_1 + M_2 + M_3 &= 0 & (23) \\
 -M_5 \omega_5 \eta^{\text{sing}N5} + M_8 \omega_8 \eta^{\text{sing}N9} + M_9 \omega_9 &= 0 & (24) \\
 -M_5 + M_8 + M_9 &= 0 & (25)
 \end{aligned}$$

где $\eta^{\text{sing}N}$ – КПД зубчатого зацепления с учетом направления потока мощности.

Так, для верхнего планетарного ряда (3) (рис. 2) в уравнениях (22,23) мощностного баланса перед моментом M_1 взят знак «-», поскольку водило присоединяется к выходу ведущего вала (конец простой связи). Моменты M_2 и M_3 записаны со знаком «+», так как эпицикл присоединяется к редуктору i_1 , т.е. момент M_2 соответствуют началу простых связей, а солнечная шестерня присоединена к началу простой связи (к редуктору i_2). В нижнем планетарном редукторе (6) абсолютно аналогично объясняются знаки перед моментами.

Силловые соотношения для ГОП имеют следующий вид:

$$M_{42} + e_1 \cdot q_1 \cdot \Delta p_1 + \Delta M_1 \cdot \text{sign}(\omega_4) = 0, \quad (26)$$

$$M_{43} + e_2 \cdot q_2 \cdot \Delta p_2 + \Delta M_2 \cdot \text{sign}(\omega_4) = 0, \quad (27)$$

где $\Delta p_{1,2}$ – перепад давления на левой и правой ГОП соответственно
 $\Delta M_{1,2}$ – потери момента за счет механических и гидродинамических потерь в левом и правом гидронасосе соответственно.

$$M_6 - e_2 \cdot q_1 \cdot \Delta p + \Delta M_3 \cdot \text{sign}(\omega_6) = 0, \quad (28)$$

$$M_7 - e_3 \cdot q_2 \cdot \Delta p + \Delta M_4 \cdot \text{sign}(\omega_7) = 0, \quad (29)$$

где $\Delta M_{3,4}$ – потери момента за счет механических и гидродинамических потерь в левом и правом гидромоторе соответственно.

Силловые уравнения связи данной трансмиссии имеют вид:

$$M_{41} + M_{42} + M_{43} = 0 \quad (30)$$

$$M_{101} + M_{102} + M_{103} = 0 \quad (31)$$

$$M_{111} + M_{112} + M_{113} = 0 \quad (32)$$

Потери расхода ΔQ_1 и ΔQ_2 , а также потери момента на валах гидромашин аксиально-поршневого типа описываются наиболее распространенной математической моделью К.И. Городецкого[7]:

$$\Delta Q = K_y \frac{\Delta p}{\mu} (1 + C_y \omega), \quad (33)$$

$$\Delta M = \frac{D_q^3}{2\pi} \left[K_1 \omega (1 + K_2 e^2) + \frac{K_5 (1 + K_4 e)}{(1 + K_3 \omega D_q)} \Delta p + \frac{K_8 (1 + K_7 e)}{(1 + K_6 \omega D_q)} \right], \quad (34)$$

где ΔM – потери момента на валу гидромашин;

D_q – характерный размер гидромашин ($D_q^3 = 2\pi q$);

K_1, K_2, \dots, K_8 , – коэффициенты потерь, подробно приведенные в работе [8];

Моменты нагрузки на ведущих колесах правого ($M_{П}$) и левого и правом ($M_{Л}$) бортов имеют вид:

$$M_{П} = \frac{Gr}{2} \left\{ \left[1 - \frac{r^2 H}{B^2 g} (\omega_{12}^2 - \omega_{13}^2) \right] f_{П} \right\} + \frac{\mu_{П} GL}{4} \text{sign}(\omega_{13} - \omega_{12}), \quad (35)$$

$$M_{Л} = \frac{Gr}{2} \left\{ \left[1 + \frac{r^2 H}{B^2 g} (\omega_{12}^2 - \omega_{13}^2) \right] f_{Л} \right\} - \frac{\mu_{Л} GL}{4} \text{sign}(\omega_{13} - \omega_{12}), \quad (36)$$

где r, B, H – радиус ведущего колеса, ширина колеи и расстояние от поверхности дороги до центра масс соответственно,

ω_{12}, ω_{13} – угловые скорости левого и правого ведущих колес;

G – вес бульдозера;

где $\eta_{II}^{-sign(M_{II}\omega_{II})}$ и $\eta_{II}^{-sign(M_{II}\omega_{II})}$ - КПД двигателя по обоим бортам (с учетом рекуперации мощности).

Линейная скорость бульдозера определяется по формуле

$$V = \frac{\omega_{12} + \omega_{13}}{2} r_{\kappa} \quad (39)$$

После нахождения необходимых параметров, строим 3-Д график зависимости КПД трансмиссии от скорости и массы бульдозера (рис. 3).

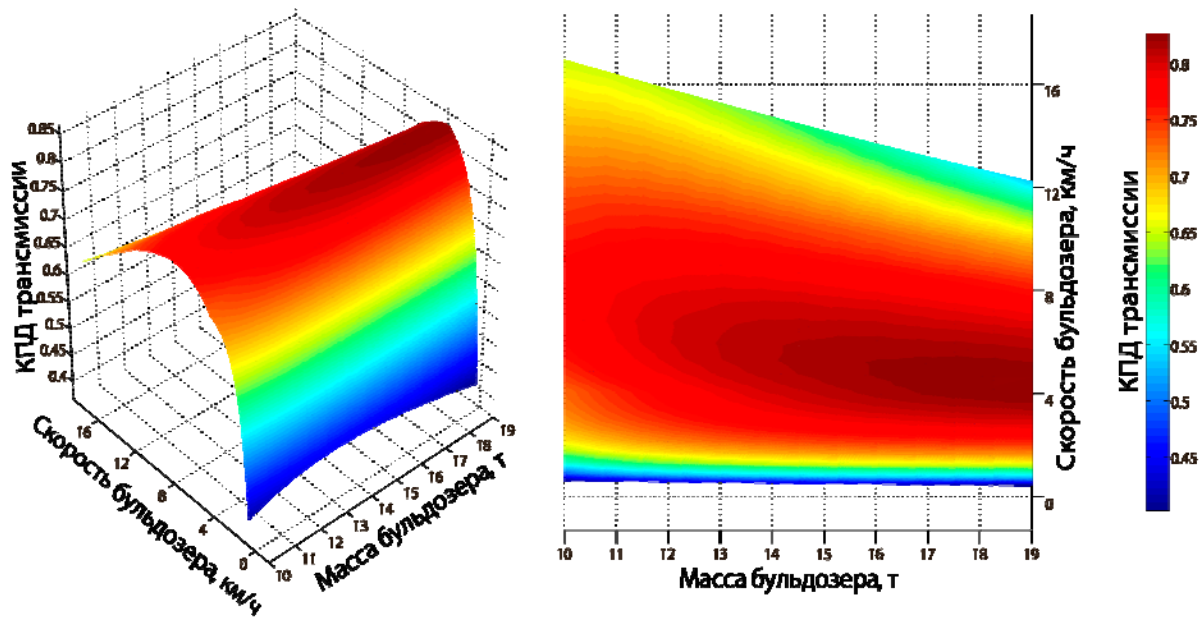


Рисунок 3 – График зависимости КПД трансмиссии от скорости и массы бульдозера

Как видно из графика на рис. 3 – с увеличением веса бульдозера уменьшается диапазон с максимальным КПД, однако возрастает его значение. Бульдозер должен обеспечить максимальную эффективность в диапазоне скоростей $V=6...10$ км/ч, это условие реализуется при массе бульдозера $m=16$ т.

Для нахождения оптимальной массы бульдозера необходимо проверить перепады давлений ГОП левого и правого бортов, поскольку рассматривается прямолинейное движение и $\Delta p_1 = \Delta p_2$. Значение перепада давлений не должно превысить 40 МПа в диапазоне скоростей $V=6...10$ км/ч. Если Δp значительно меньше предельно допустимого значения в указанном выше диапазоне скоростей – гидромашины с такими рабочими объемами применять экономически не выгодно – этот рабочий объем должен быть уменьшен. График зависимости перепада давлений от скорости и массы бульдозера представлен на рис. 4.

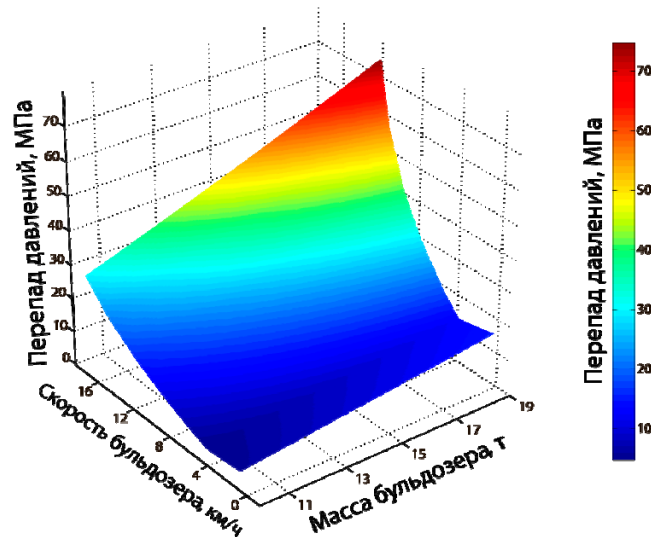


Рисунок 4 – График зависимости перепада давлений от скорости и массы бульдозера

Как видно из рис. 4 при массе бульдозера $m=16$ т максимально допустимый перепад давлений достигается при скорости бульдозера $V=11,4$ км/ч. Таким образом рабочие объемы для гидромашин выбраны с небольшим запасом и обоснованы. Необходимая мощность двигателя при коэффициенте сопротивления движению $f=0,5$ и диапазоне рабочих скоростей $V=6...10$ км/ч находилась с помощью следующей формулы

$$N_{дв}^H = M_{дв} \cdot \omega_{дв} \quad (40)$$

где $M_{дв}$ – момент нагрузки на коленчатом валу двигателя соответствующий коэффициенту сопротивления движению $f=0,5$ и интервалу рабочих скоростей $V=6...10$ км/ч при заданной номинальной угловой частоте вращения ДВС $\omega_{дв}$

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

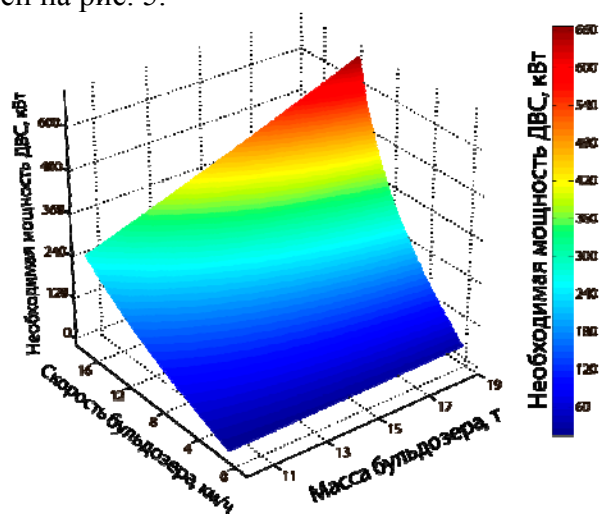


Рисунок 5 – График зависимости необходимой мощности двигателя от скорости и массы бульдозера

Мощность двигателя $N_{дв}=250$ кВт обеспечивает рабочую скорость бульдозера $V=10,9$ км/ч при его весе $G=160$ кН. Рабочие объемы гидромашин: $q_1=140$ см³, $q_2=250$ см³ – подобраны корректно.

Бульдозер выполняет множество работ, с разными значениями сопротивлений движению. График зависимости КПД от скорости и сопротивления движению бульдозера приведен на рис. 6.

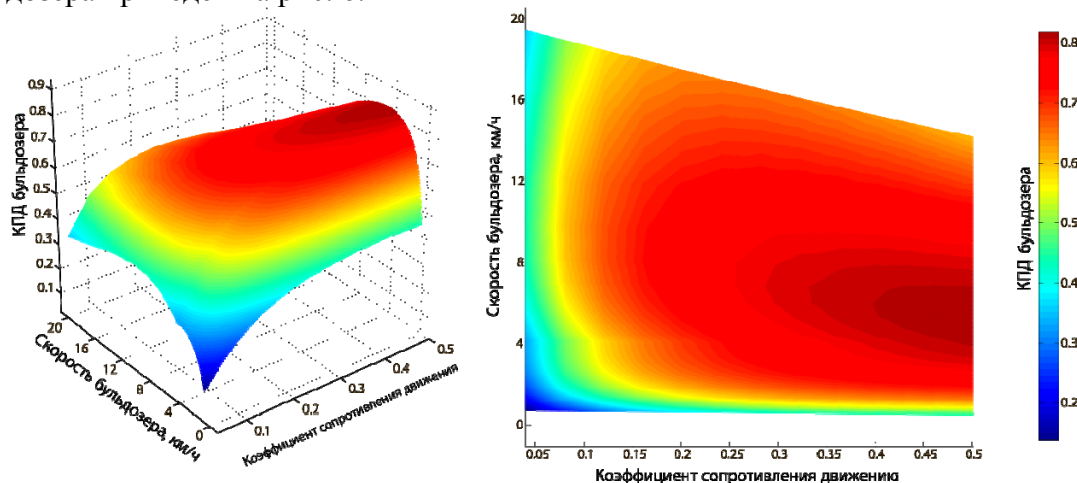


Рисунок 6 – График зависимости КПД трансмиссии от скорости и коэффициента сопротивления движению бульдозера

Анализируя график, предоставленный на рис. 6, можно сделать вывод, что в диапазоне значений коэффициента сопротивления движению 0,1...0,5 КПД трансмиссии изменяется в пределе 0,7...0,83, что является показателем высокой универсальности бульдозера.

Построение пространственной модели трансмиссии. Была построена трехмерная модель рассматриваемой ГОМТ гусеничного бульдозера. В программе для проектирования были проведены необходимые расчеты валов, шестерен, подшипников, корпусных деталей. После чего был произведен прочностной анализ самых ответственных деталей трансмиссии, для подбора оптимальных конструктивных параметров. В результате была собрана схема трансмиссии, приведенная на рис. 7.

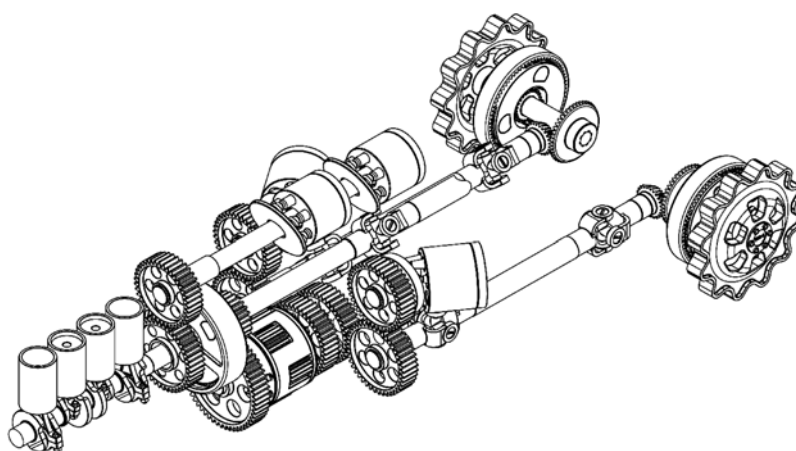


Рисунок 7 – Трехмерная модель ГОМТ гусеничного бульдозера

Выводы:

1. Предложена и разработана двухпоточная бесступенчатая ГОМТ для гусеничного бульдозера, обеспечивающая поворот на месте.
2. Составлена математическая матричная модель ГОМТ.
3. Определена оптимальная масса бульдозера $m=16$ т
4. Определено, что с изменением коэффициента сопротивления движению с 0,1 до 0,5 КПД трансмиссии находится в пределах 0,7...0,83
5. Спроектирована пространственная модель трансмиссии и проведен прочностной анализ самых ответственных деталей.

Список источников информации: 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., 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. 3. Самородов В.Б. / Основы теории автоматизированной генерации математических моделей трансмиссий. – Механика и машиностроение. –№1, 1998. – с.109-115. 4. 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. 5. 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 «ХПІ». Сб. наук.тр. «Автомобиле- и тракторостроение». – Харьков: НТУ «ХПІ», 2002. – с. 3-16. 6. Баумт Т.М. / Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем. Учебник для вузов. – М.: Машиностроение, 1974. – 606 с. 7. Аврамов В.П., Самородов В.Б. / Гидрообъемные передачи в гидрообъемных трансмиссиях транспортных машин. Учеб. пособие. – Харьков: НТУ «ХПІ», 1986. – 76с. 8. Автоматизированное управление гидрообъемными трансмиссиями и механизмами поворота гусеничных машин: Монография / Е.Е. Александров, М.Д. Борисюк, Я.В. Грита, В.А. Кононенко. – Харьков: ХГПУ, 1995. – 176с. 9. Самородов В.Б., Рогов А.В., Бурлыга М.Б. / 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.

Поступила в редколлегию 21.05.2013

УДК 629.1.032.531.3

Анализ и техническое обоснование двухпоточной бесступенчатой гидрообъемно-механической трансмиссии бульдозера / В. Б. Самородов, И. В. Удод, О. И. Деркач // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування, 2013. – № 29 (1002). – С. 48–57. – Бібліогр.: 9 назв.

Запропоновано оригінальну схему безступінчатої гідрооб'ємно-механічної трансмісії бульдозера. Проведено кінематичний, силовий і енергетичний аналіз запропонованої трансмісії, дано науково-технічне обґрунтування її ефективного використання на гусеничних тракторів і бульдозерів.

Ключові слова: бульдозер, трансмісія, коефіцієнт корисної дії, коефіцієнт опору руху.

The new scheme for the transmission of the bulldozer, which was technically valid and calculated by mathematical modeling of the matrix.

Key words: bulldozer, transmission, efficiency, coefficient of resistance movement