

**В. Р. МАНДРЫКА**, канд. техн. наук, доц. НТУ «ХПИ»;  
**А. О. ОСТРОВЕРХ**, ассистент НТУ «ХПИ»;  
**Е. С. ПЕЛИПЕНКО**, студент НТУ «ХПИ»;  
**А. Б. ЛИТВИН**, студент НТУ «ХПИ»

## **АНАЛИЗ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО РЕЖИМА РАБОТЫ БЕССТУПЕНЧАТОЙ ГИДРООБЪЕМНО-МЕХАНИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИИ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ЗАРУБЕЖНЫХ ГИДРОАГРЕГАТОВ АВТОМОБИЛЯ ДЛЯ РЕМОНТА НЕФТЕГАЗОВЫХ СКВАЖИН**

Предложено структурная, кинематическая схема и математическая модель безступинчатой двухпоточной гидрообъемно-механической трансмиссии с использованием зарубежных гидроагрегатов автомобиля для ремонта нефтегазовых скважин, на базе шасси автомобиля КрАЗ-63221-02.

**Ключевые слова:** автомобиль, шасси, кинематическая, структурная, трансмиссия.

**Введение.** Разработка новых месторождений и ремонт действующих нефтегазовых скважин [1], требует расширения и модернизации парка специализированных технических средств.

**Анализ последних достижений и публикаций.** Анализ технического парка сферы энергоресурсов нефтегазовой промышленности Украины показал, что одной из наиболее перспективных машин предназначенных для ремонта нефтегазовых скважин является машина типа УПА выпускаемая Харьковским заводом транспортного оборудования (ХЗТО), на полноприводном (6х6) шасси автомобиля КрАЗ-63221-02 [2,3].

**Цель и постановка задачи.** Анализ технологического режима работы предлагаемой бесступенчатой гидрообъемно-механической трансмиссии с использованием зарубежных гидроагрегатов на машинах типа УПА.

**В ходе исследования механической трансмиссии мобильной установки типа УПА,** авторами предложено заменить механическую коробку передач шасси автомобиля КрАЗ-63221-02, промежуточную опору и цилиндрический редуктор на гидрообъемную механическую коробку передач (ГОМКП) [4,5]. Предлагаемая трансмиссия при выполнении технологического режима работы имеет ряд преимуществ, а именно обеспечивает бесступенчатое регулирование скорости подъема и опускания труб без разрыва потока мощности на выходном валу, а также возможно использование трансмиссии как основного тормоза при опускании колонны труб.

Схема ГОМТ для технологического режима работы показана на (рис. 1).

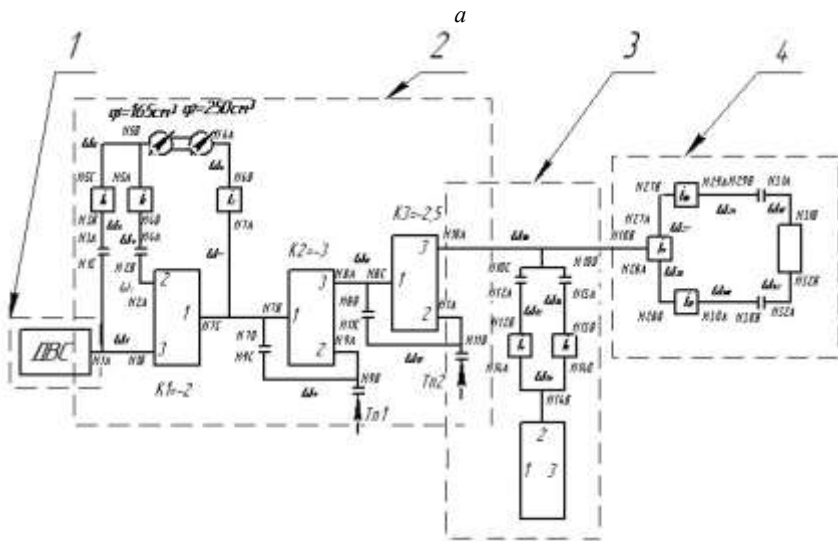
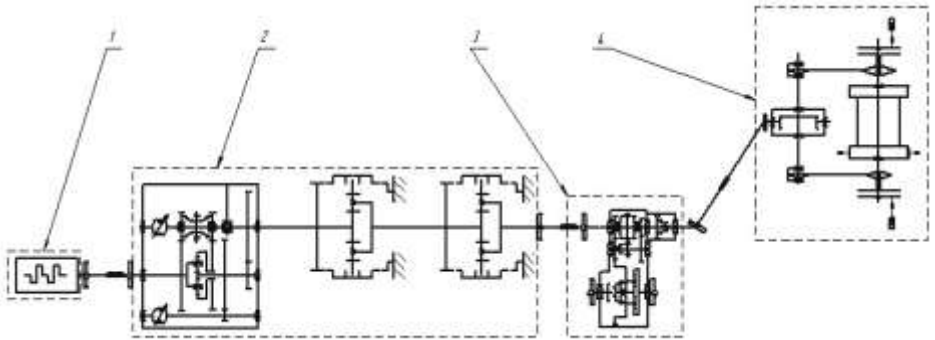


Рис. 1 – ГОМТ с использованием зарубежных гидроагрегатов:  
 а – кинематическая схема; б – структурная схема; 1 – двигатель внутреннего сгорания; 2 – ГОМПК; 3 – раздаточная коробка автомобиля КраЗ; 4 – лебедка.

При анализе предлагаемой ГОМТ была использована математическая модель двигателя ЯМЗ-238ДЕ с учетом его загруженности и подачи топлива [6], и математическая модель, двухпоточных гидрообъемно-механических трансмиссий [7-10]. Математическая модель технологического режима подъема колонны труб описана уравнениями (1,2).

Система уравнений угловых ускорений предлагаемой ГОМТ:

$$\left\{ \begin{array}{l}
 \ddot{w}_7 - k_1 \cdot \ddot{w}_2 + (k_1 - 1) \cdot \ddot{w}_1 = 0; \\
 \ddot{w}_2 - \ddot{w}_4 = 0; \\
 \ddot{w}_4 \cdot i_1 - \ddot{w}_5 = 0; \\
 \frac{d(-e_1 q_1 \omega_5 + e_2 q_2 \omega_6 + \Delta Q)}{dt} = \frac{d\Delta Q}{dt} + \frac{de_2}{dt} q_2 \omega_5 - \frac{de_1}{dt} q_1 \omega_6 + e_2 q_2 \varepsilon_2 - e_1 q_1 \varepsilon_1; \\
 \ddot{w}_6 \cdot i_2 - \ddot{w}_7 = 0; \\
 \ddot{w}_7 - k_2 \cdot \ddot{w}_9 + (k_2 - 1) \cdot \ddot{w}_8 = 0; \\
 \ddot{w}_9 = 0; \quad \ddot{w}_{11} = 0; \\
 \ddot{w}_8 - k_3 \cdot \ddot{w}_{11} + (k_3 - 1) \cdot \ddot{w}_{10} = 0; \\
 \ddot{w}_{10} - \ddot{w}_{12} = 0; \\
 \ddot{w}_{12} \cdot i_4 - \ddot{w}_{14} = 0; \\
 \ddot{w}_{16} - k_4 \cdot \ddot{w}_{14} + (k_4 - 1) \cdot \ddot{w}_{20} = 0; \\
 \ddot{w}_{16} \cdot i_6 - \ddot{w}_{17} = 0; \\
 \ddot{w}_{18} - k_5 \cdot \ddot{w}_{19} + (k_5 - 1) \cdot \ddot{w}_{17} = 0; \\
 \ddot{w}_{20} \cdot i_7 - \ddot{w}_{21} = 0; \\
 \ddot{w}_{22} - k_6 \cdot \ddot{w}_{23} + (k_6 - 1) \cdot \ddot{w}_{21} = 0; \\
 \ddot{w}_{20} \cdot i_8 - \ddot{w}_{24} = 0; \\
 \ddot{w}_{25} - k_7 \cdot \ddot{w}_{26} + (k_7 - 1) \cdot \ddot{w}_{24} = 0,
 \end{array} \right. \quad (1)$$

где  $\dot{w}_i$  – угловое ускорение звена, рад/с<sup>2</sup>;

$\omega_i$  – угловая скорость звена, рад/с;

$i_j$  – передаточное отношение редуктора;

$k$  – внутреннее передаточное отношение планетарного ряда;

$e_1, e_2$  – относительные параметры регулирования гидронасоса и гидромотора;

$q_1, q_2$  – максимальная производительность гидромашин, м<sup>3</sup>/рад. (гидронасоса и гидромотора соответственно)

$de/dt$  – закона управления параметром регулирования

$\varepsilon_1, \varepsilon_2$  – угловые ускорения валов гидромашин;

$\Delta Q$  – потери рабочей жидкости в гидромашинах в м<sup>3</sup>/с, вычисляются с учетом знака перепада давления в ГОП  $\left( \Delta Q = \Delta p \cdot \frac{k_y}{\nu} [2 + C_y (|\omega_1| + |\omega_2|)] \right)$ ;

$\Delta p$  – перепад давления в рабочей жидкости между магистральями высокого и низкого давления, Па;

$k_y, C_y$  – коэффициенты утечек;

$\nu$  – динамическая вязкость рабочей жидкости, Па·с.

Соотношение силовых параметров ГОМТ:

$$\left\{ \begin{array}{l}
 M_{7C} \cdot \eta^{\ominus \cdot \text{sign}(M_{7C} \cdot \omega_{7C})} + M_{2A} \cdot \eta^{\ominus \cdot \text{sign}(M_{2A} \cdot \omega_{2A})} + M_{1B} = 0; \\
 M_{7C} \cdot k_1 \cdot \eta^{\ominus \cdot \text{sign}(M_{7C} \cdot \omega_{7C})} + M_{2A} \cdot \eta^{\ominus \cdot \text{sign}(M_{2A} \cdot \omega_{2A})} = 0; \\
 M_{2B} + M_{4A} = 0; \\
 M_{5A} \cdot i_3 + M_{4B} \cdot \eta^{\ominus \cdot \text{sign}(M_{4B} \cdot \omega_{4B})} = 0; \\
 M_{5B} - e_1 \cdot q_1 \cdot \Delta P = -\Delta M_1 \cdot \text{sign}(\omega_{10}); \\
 M_{6A} + e_2 \cdot q_2 \cdot \Delta P = -\Delta M_2 \cdot \text{sign}(\omega_{60}); \\
 M_{7A} \cdot i_2 + M_{6B} \cdot \eta^{\ominus \cdot \text{sign}(M_{6B} \cdot \omega_{6B})} = 0; \\
 M_{7B} \cdot \eta^{\ominus \cdot \text{sign}(M_{7B} \cdot \omega_{7B})} + M_{9A} \cdot \eta^{\ominus \cdot \text{sign}(M_{9A} \cdot \omega_{9A})} + M_{8A} = 0; \\
 M_{7B} \cdot k_2 \cdot \eta^{\ominus \cdot \text{sign}(M_{7B} \cdot \omega_{7B})} + M_{9A} \cdot \eta^{\ominus \cdot \text{sign}(M_{9A} \cdot \omega_{9A})} = 0; \\
 M_{9A} + M_{9B} \cdot T_{\eta 1} = 0; \\
 M_{8C} \cdot \eta^{\ominus \cdot \text{sign}(M_{8C} \cdot \omega_{8C})} + M_{11A} \cdot \eta^{\ominus \cdot \text{sign}(M_{11A} \cdot \omega_{11A})} + M_{10A} = 0; \\
 M_{8C} \cdot k_3 \cdot \eta^{\ominus \cdot \text{sign}(M_{8C} \cdot \omega_{8C})} + M_{11A} \cdot \eta^{\ominus \cdot \text{sign}(M_{11A} \cdot \omega_{11A})} = 0; \\
 M_{10B} \cdot \eta^{\ominus \cdot \text{sign}(M_{10B} \cdot \omega_{10B})} + i_9 \cdot M_{27A} = 0; \\
 M_{10B} \cdot \eta^{\ominus \cdot \text{sign}(M_{10B} \cdot \omega_{10B})} + i_9 \cdot M_{28A} = 0; \\
 M_{27B} \cdot \eta^{\ominus \cdot \text{sign}(M_{27B} \cdot \omega_{27B})} + i_{10} \cdot M_{29A} = 0; \\
 M_{28B} \cdot \eta^{\ominus \cdot \text{sign}(M_{28B} \cdot \omega_{28B})} + i_{11} \cdot M_{30A} = 0; \\
 M_{29B} + M_{31A} = 0; \\
 M_{30B} + M_{32A} = 0; \\
 M_{31B} = M_{BP}; \\
 M_{32B} = M_{BP}.
 \end{array} \right. \left\{ \begin{array}{l}
 M_{1A} + M_{1B} = 0; \\
 M_{2A} + M_{2B} = 0; \\
 M_{4A} + M_{4B} = 0; \\
 M_{5A} + M_{5B} = 0; \\
 M_{6A} + M_{6B} = 0; \\
 M_{7A} + M_{7B} + M_{7C} = 0; \\
 M_{8A} + M_{8C} = 0; \\
 M_{9A} + M_{9B} + M_{9C} = 0; \\
 M_{10A} + M_{10B} = 0; \\
 M_{11A} + M_{11B} + M_{11C} = 0; \\
 M_{27A} + M_{27B} = 0; \\
 M_{28A} + M_{28B} = 0; \\
 M_{29A} + M_{29B} = 0; \\
 M_{30A} + M_{30B} = 0; \\
 M_{31A} + M_{31B} = 0; \\
 M_{32A} + M_{32B} = 0.
 \end{array} \right. \quad (2)$$

где  $M_d$  – момент двигателя Н·м;

$M_i$  – моменты на входе и выходе редукторов, Н·м;

$\eta_i$  – КПД редуктора;

$\eta_{13}, \eta_{23}$  – КПД в зубчатых зацеплениях солнце – спутник и эпицикл – спутник при остановленном водиле, определяющие потери моментов;

$\Theta$  – коэффициент учета потерь в зубчатых зацеплениях ( $\Theta = 0$  – без учета потерь,  $\Theta = -1$  с учетом потерь в зубчатых зацеплениях);

$\Delta M_1, M_2$  – моменты потерь в гидромашинах, вычисляемые как функции параметров регулирования  $e$ , угловой скорости вала гидромашин  $\omega$ , рабочего объема  $q$  и перепада давления  $\Delta p$ ;

$T_{n1}, T_{n2}$  – параметр описывающий тормоз ( $T=1$  – тормоз включен,  $T=0$  – тормоз выключен).

Математическая модель лебедки описывается выражением:

$$I \cdot \varepsilon = M_{BP} - M_{сопр}, \quad (3)$$

где  $I$  – приведенный к валу барабана лебедки момент инерции вращающихся и поступательно движущихся масс;

$\varepsilon$  – угловое замедление вала барабана лебедки;

$M_{BP}$  – крутящий момент вала барабана лебедки;

$M_{сопр}$  – момент сопротивления при подъеме груза.

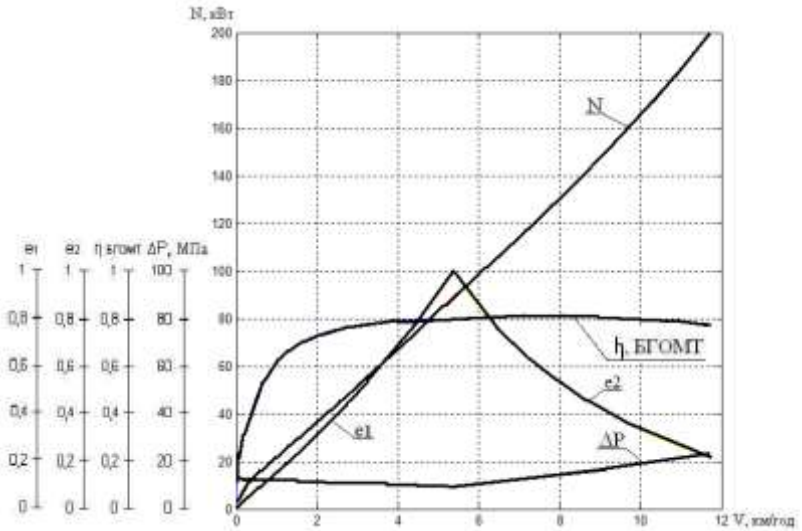
Результаты расчета системы уравнений (1-3) реализованы в пакете визуально-ориентированного программирования MATLAB/SIMULINK и показаны на (рис. 2), для технологического режима подъема колонны труб массой 20 и 100т.

В ходе анализа трансмиссии была составлена математическая модель технологического режима опускания колонны труб (4-5).

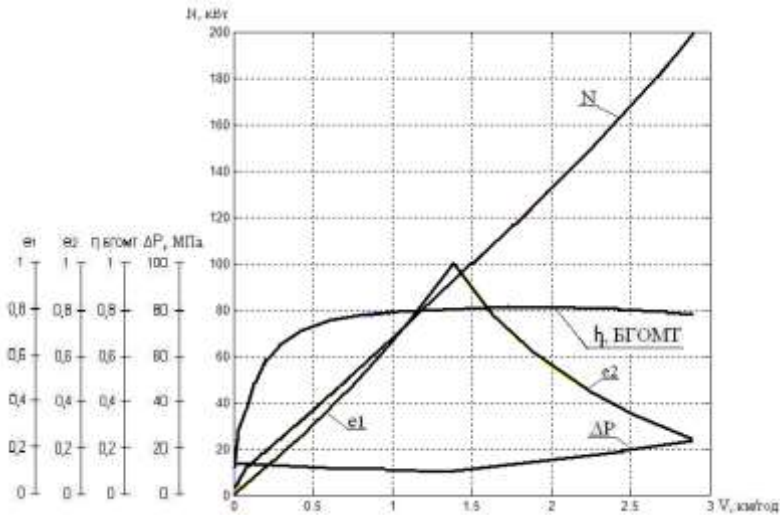
Результаты расчета системы уравнений (3-5) реализованы в пакете визуально-ориентированного программирования MATLAB/SIMULINK и показаны на (рис. 3), для технологического режима опускания колонны труб массой 20 и 100т.

Система уравнений угловых ускорений ГОМТ:

$$\left\{ \begin{array}{l} \dot{\omega}_1 - \dot{\omega}_3 = 0, \\ \dot{\omega}_3 \cdot i_3 - \dot{\omega}_5 = 0, \\ \frac{d(-e_1 q_1 \omega_5 + e_2 q_2 \omega_6 + \Delta Q)}{dt} = \frac{d\Delta Q}{dt} + \frac{de_2}{dt} q_2 \omega_6 - \frac{de_1}{dt} q_1 \omega_5 + e_2 q_2 \varepsilon_2 - e_1 q_1 \varepsilon_1, \\ \dot{\omega}_6 \cdot i_2 - \dot{\omega}_7 = 0, \\ \dot{\omega}_7 - k_2 \cdot \dot{\omega}_9 + (k_2 - 1) \cdot \dot{\omega}_8 = 0, \\ \dot{\omega}_9 = 0; \quad \dot{\omega}_{11} = 0, \\ \dot{\omega}_8 - k_3 \cdot \dot{\omega}_{11} + (k_3 - 1) \cdot \dot{\omega}_{10} = 0, \\ \dot{\omega}_{10} \cdot i_9 - \dot{\omega}_{27} = 0; \quad \dot{\omega}_{10} \cdot i_9 - \dot{\omega}_{28} = 0, \\ \dot{\omega}_{27} \cdot i_{10} - \dot{\omega}_{29} = 0; \quad \dot{\omega}_{28} \cdot i_{11} - \dot{\omega}_{30} = 0, \\ \dot{\omega}_{29} - \dot{\omega}_{31} = 0; \quad \dot{\omega}_{30} - \dot{\omega}_{32} = 0. \end{array} \right. \quad (4)$$



a



б

Рис. 2 – Основные характеристики ГОМТ при технологическом режиме работы подъема труб: а – технологический режим подъема  $m=20\text{т.}$ ; б – технологический режим подъема  $m=100\text{т.}$ ;  $e_1$ ,  $e_2$  – параметр регулирования угла наклона шайбы насоса и мотора, КПД – коэффициент полезного действия трансмиссии,  $N$  – мощность ДВС,  $dP$  – давление в гидросистеме.

Соотношение силовых параметров ГОМТ:

$$\begin{cases}
 M_{1C} + M_{2A} = 0; \\
 M_{3C} \cdot i_2 + M_{3B} \cdot \eta^{\text{sign}(M_{1A} \cdot \omega_1)} = 0; \\
 M_{3B} - e_1 \cdot q_1 \cdot \Delta P = -\Delta M_1 \cdot \text{sign}(w_{10}); \\
 M_{5A} + e_2 \cdot q_2 \cdot \Delta P = -\Delta M_2 \cdot \text{sign}(w_{20}); \\
 M_{7A} \cdot i_2 + M_{6B} \cdot \eta^{\text{sign}(M_{1A} \cdot \omega_1)} = 0; \\
 M_{7B} \cdot \eta^{\text{sign}(M_{2A} \cdot \omega_1)} + M_{5A} \cdot \eta^{\text{sign}(M_{1A} \cdot \omega_1)} + M_{6A} = 0; \\
 M_{7B} \cdot k_2 \cdot \eta^{\text{sign}(M_{2A} \cdot \omega_1)} + M_{6A} \cdot \eta^{\text{sign}(M_{1A} \cdot \omega_1)} = 0; \\
 M_{8A} + M_{6B} \cdot T_{sl} = 0; \\
 M_{9C} \cdot \eta^{\text{sign}(M_{1C} \cdot \omega_1)} + M_{11A} \cdot \eta^{\text{sign}(M_{11A} \cdot \omega_{11})} + M_{10A} = 0; \\
 M_{9C} \cdot k_3 \cdot \eta^{\text{sign}(M_{1C} \cdot \omega_1)} + M_{11A} \cdot \eta^{\text{sign}(M_{11A} \cdot \omega_{11})} = 0; \\
 M_{10B} \cdot \eta^{\text{sign}(M_{10B} \cdot \omega_{10})} + i_2 \cdot M_{21A} = 0; \\
 M_{10B} \cdot \eta^{\text{sign}(M_{10B} \cdot \omega_{10})} + i_2 \cdot M_{21A} = 0; \\
 M_{21B} \cdot \eta^{\text{sign}(M_{21B} \cdot \omega_{21})} + i_{10} \cdot M_{25A} = 0; \\
 M_{21B} \cdot \eta^{\text{sign}(M_{21B} \cdot \omega_{21})} + i_{11} \cdot M_{30A} = 0; \\
 M_{25B} + M_{31A} = 0; \\
 M_{30B} + M_{32A} = 0; \\
 M_{31B} + M_{33B} = 0; \\
 M_{32B} + M_{33B} = 0.
 \end{cases}
 \begin{cases}
 M_{1A} + M_{1B} = 0; \\
 M_{2A} + M_{2B} = 0; \\
 M_{5B} + M_{5C} = 0; \\
 M_{6A} + M_{6B} = 0; \\
 M_{7A} + M_{7B} = 0; \\
 M_{8A} + M_{9C} = 0; \\
 M_{9A} + M_{9B} + M_{9C} = 0; \\
 M_{10A} + M_{10B} = 0; \\
 M_{11A} + M_{11B} + M_{11C} = 0; \\
 M_{27A} + M_{27B} = 0; \\
 M_{28A} + M_{28B} = 0; \\
 M_{29A} + M_{29B} = 0; \\
 M_{30A} + M_{30B} = 0; \\
 M_{31A} + M_{31B} = 0; \\
 M_{32A} + M_{32B} = 0.
 \end{cases}
 \quad (5)$$

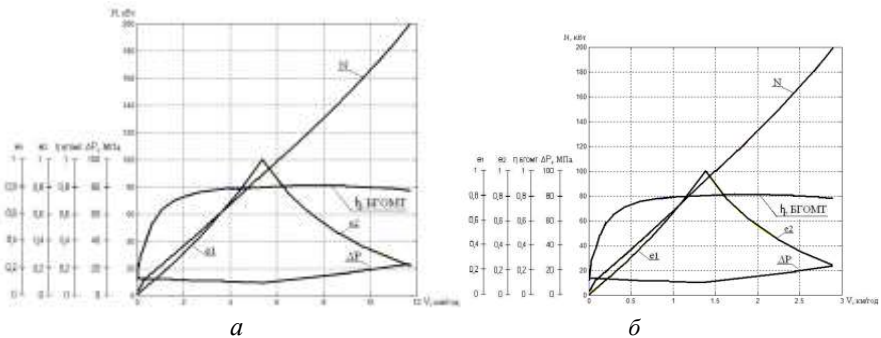


Рис. 3 – Основные характеристики ГОМТ при технологическом режиме опускания труб: *a* – технологический режим опускания  $m=20\text{т}$ ; *б* – технологический режим опускания  $m=100\text{т}$ ;  $e_1, e_2$  – параметр регулирования угла наклона шайбы насоса и мотора, КПД – коэффициент полезного действия трансмиссии,  $N$  – мощность ДВС,  $\Delta P$  – давление в гидросистеме.

**Выводы.** 1. Предложена структурная и кинематическая схемы бесступенчатой двухпоточной гидрообъемно-механической трансмиссии с использованием зарубежной гидроаппаратуры автомобиля на базе шасси КраЗ-63221-02, которая обеспечивает бесступенчатое регулирование скорости подъема и опускания колонны труб. 2. Разработана математическая модель ГОМТ, для технологических режимов работы машины, и представлены результаты расчета, для подъема и опускания груза массой 20 и 100т.

**Список литературы:** 1. Энергетическая стратегия Украины на период до 2030 года. КМ Украины Распоряжение КМ от 15.03.2006 № 145-р 2. <http://www.neftcom.ru/catalog?item=82>. 3. Руководство по эксплуатации 69УПА.00.00.000.РЕ. Установка подъемная УПА-80ПХ. 4. Самородов В. Б., Острроверх О. О. Анализ двухпоточной гидрообъемно-механической коробки передач в составе трансмиссии автомобиля для ремонта нефтегазовых скважин // Вісник НТУ «ХПІ» «Автомобіле- та тракторобудування». – 2011. – № 56. – 87-90 с. 5. Самородов В. Б., Доля В. К., Острроверх О. О., Иващенко С. В. Разработка и анализ бесступенчатой двухпоточной гидрообъемно-механической трансмиссии автомобиля для ремонта нефтегазовых скважин // Вестник НТУ «ХПИ» «Транспортное машиностроение». – 2012. – № 20. – 47-55 с. 6. Ребров А. Ю., Коробка Т. А., Лахман С. В. Математическая модель дизельного двигателя в безразмерных величинах с учетом его загрузки и подачи топлива // Вестник НТУ «ХПИ» «Транспортное машиностроение». – 2012. – № 19. – 31-36 с. 7. Самородов В. Б. Научное обоснование структуры силовых матричных систем, моделирующих работу гидрообъемно-механических трансмиссий // Вестник ХГПУ. - Харьков: ХГПУ. – 2000. – №47. – С.33-37. 8. Самородов В. Б. Основы теории автоматизированной генерации математических моделей трансмиссий // Механика и машиностроение. - Харьков: НТУ "ХПИ". - №1, 1998. - С.109-115. 9. Александров Е. Е., Самородов В. Б., Волощевич 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 - 185 с. 10. Александров Е. Е., Лебедев А. Т., Самородов В. Б. и др. Динамика транспортно-тяговых колесных и гусеничных машин // – Харьков: ХГАДТУ, 2001.- 642 с.

*Поступила в редколлегию 24.04.2013*

УДК 629.114.026

**Анализ технологического режима работы бесступенчатой гидрообъемно-механической трансмиссии с использованием зарубежных гидроагрегатов автомобиля для ремонта нефтегазовых скважин / В. Р. Мандрыка, А. О. Острроверх, Е. С. Пелипенко, А. Б. Литвин // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2013. – № 31 (1004). – С. 52–59. – Бібліогр.: 10 назв.**

Запропоновано структурна, кінематична схема і математична модель безступінчастої двохпоточної гідрооб'ємно-механічної трансмісії з використанням зарубіжних гідроагрегатів автомобіля для ремонту нафтогазових свердловин, на базі шасі автомобіля КраЗ-63221-02.

**Ключові слова:** автомобіль, шасі, кінематична, структурна, трансмісія.

It is offered flow, kinematics diagram and mathematical model of bestupinchastoy of double-flux gidroob'ємno-mechanical transmission with the use of foreign hydroelectric generators of car for repair of neftegazovykh mining holes, on the base of undercarriage of car KRAZ-63221-02.

**Keywords:** car, undercarriage, kinematics, structural, transmission.