

Детально розглянута кінематична схема механічної трансмісії установки типу УПА на базі шасі автомобіля КраЗ-63221-02, призначена для виконання ремонтних операцій на гирлах нафтогазових свердловин. Представлені принципова і кінематичні схеми гідрооб'ємно-механічних трансмісій для установок типу УПА. Виконаний динамічний аналіз запропонованих схем при виконанні ремонтних операцій «спуск – підйом» на свердловині

Ключові слова: гідрооб'ємно-механічна трансмісія, КраЗ, УПА, шасі, принципова і кінематична схема, свердловина

Детально рассмотрена кинематическая схема механической трансмиссии установки типа УПА на базе шасси автомобиля КраЗ-63221-02, предназначенная для выполнения ремонтных операций на устьях нефтегазовых скважин. Представлены принципиальная и кинематические схемы гидрообъемно-механических трансмиссий для установок типа УПА. Выполнен динамический анализ предлагаемых схем при выполнении ремонтных операций «спуск – подъем» на скважине

Ключевые слова: гидрообъемно-механическая трансмиссия, КраЗ, УПА, шасси, принципиальная и кинематическая схема, скважина

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ ПОДЪЕМНЫХ АВТОМОБИЛЬНЫХ УСТАНОВОК С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ БЕССТУПЕНЧАТЫХ ГИДРООБЪЕМНО-МЕХАНИЧЕСКИХ ТРАНСМИССИЙ

В. Б. Самородов

Доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой*

E-mail: vadimsamorodov@mail.ru

А. О. Островерх

Ассистент*

E-mail: ostrov.sasha@gmail.com

*Кафедра "Автомобиле- и тракторостроения" Национальный технический университет "Харьковский политехнический институт" ул. Фрунзе, 21, г. Харьков, Украина, 61002

1. Введение

Постоянная добыча нефти и газа ведет к увеличению их глубин залегания, что в свою очередь приводит к повышению веса труб, по которым добываются соответствующие виды топлива. Каждая скважина требует своевременного обслуживания, основным видом которого является плановые ремонтные работы. Для выполнения поставленной задачи используются специальные установки подъемные автомобильные.

На территории Украины разработчиками и производителями данных мобильных машин является Харьковский завод транспортного оборудования (ХЗТО), выпускающий на шасси автомобилей КраЗ установки подъемные автомобильные типа УПА-60, УПА-80ПХ, осуществляющие подъем и опускание колонны из труб весом 60 и 80 тонн. Основные операции, выполняемые на базе шасси автомобиля, это трогание с места и подъем колонны из труб, а также процесс опускания, осуществляемый под действием собственного веса.

Следовательно, в связи с постоянной добычей нефти и газа, возможность подъема и опускания ко-

лонны из труб весом до 100 тонн при минимальном изменении характеристик существующей установки, требует разработки новых трансмиссий, которые обеспечат долговечность работы установки и удовлетворят всем требованиям, является актуальной задачей.

2. Анализ литературных источников и постановка проблемы

Неотъемлемой частью каждого транспортного средства, будь то автомобиль, трактор, специальный подвижной состав, установка подъемная автомобильная или другие средства имеющие движитель, они оснащены таким неотъемлемым элементом как трансмиссия, которая существенным образом влияет на технические характеристики машины, ее эргономичность, экономичность, и другие показатели. Выбор типа трансмиссии, ее кинематической схемы, конструктивных параметров при процессе проектирования требует целенаправленной исследовательской работы. Неправильные расчетно-теоретические

исследования могут привести к общему снижению технико-экономических и эргономических показателей машины, преждевременной выработке ее ресурса. Достоверное обоснование типа схемы и конструктивных параметров трансмиссии позволит снизить затраты на ее создание доводку и обеспечить конкурентные преимущества проектируемых образцов.

Проанализировав установки подъемные автомобильные (УПА), бывшего СССР, России, США, Германии [1], Украины [2, 3], следует, что они предназначались для освоения текущего и капитального ремонта нефтяных и газовых скважин, и обеспечивают проведение следующих операций: переезд от скважины к скважине; монтаж – демонтаж на скважине; спуско-подъемные операции. Основная конструктивная схема трансмиссий УПА является механическая трансмиссия, состоящая из системы «двигатель – механическая трансмиссия – лебедка» которая устанавливается на шасси автомобиля либо трактора.

Исследовав такой вид трансмиссий как гидрообъемно – механическая трансмиссия ГОМТ [4–6], которые в основном используются в трансмиссиях гусеничных машин и колесной сельскохозяйственной техники в странах Западной Европы [7] и США, можно сделать вывод о том, что использование ГОМТ в других видах машин является перспективным направлением.

3. Цель и задачи исследования

Цель данной работы – выполнить динамический анализ предлагаемых схем гидрообъемно-механических трансмиссий при выполнении ремонтных операций «спуск – подъем» на скважине.

Для достижения поставленной цели решались задачи:

- составить математическую модель предлагаемых схем гидрообъемно-механических трансмиссий;
- проанализировать составленные математические модели трансмиссий.

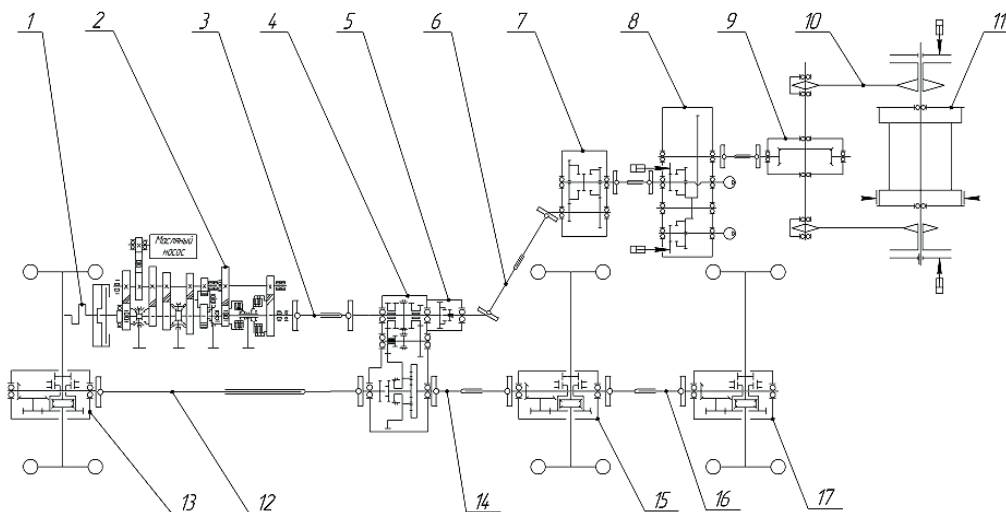


Рис. 2. Кинематическая схема установки типа УПА на базе шасси автомобиля КрАЗ-63221-02: 1 – двигатель внутреннего сгорания; 2 – коробка передач автомобиля; 3, 6, 12, 14, 16 – карданные валы; 4 – раздаточная коробка автомобиля; 5 – коробка отбора мощности; 7 – промежуточная опора; 8 – цилиндрический редуктор; 9 – раздаточный редуктор; 10 – цепная передача; 11 – лебедка; 13 – передний ведущий мост; 15 – центральный ведущий мост; 17 – задний ведущий мост

4. Материалы и методы исследования

4. 1. Анализ механической трансмиссии мобильной установки УПА на базе шасси автомобиля КрАЗ-63221-02

Установка является самоходной машиной (рис. 1) и может передвигаться по всем видам бездорожья со скоростью 40 км/час.



Рис. 1. Установка типа УПА – 80 ПХ

Установка предназначена для освоения текущего и капитального ремонта нефтяных и газовых скважин и обеспечивает проведения следующих операций:

- переезд от скважины к скважине;
- монтаж – демонтаж на скважине;
- спускоподъемные операции.

Установка имеет восемь скоростных диапазонов передач в транспортном режиме движения, и технологическом режиме работы «подъем», которые обеспечиваются ступенчатой механической трансмиссией, а технологический режим работы «спуск» обеспечивается ленточными тормозами лебедки (рис. 2).

4. 2. Принципиальная схема трансмиссии

Авторами предлагается внести изменения в штатной трансмиссии установки, а именно заменить механическую коробку шасси автомобиля КраЗ-63221-02, промежуточную опору и цилиндрический редуктор на гидрообъемно-механическую коробку передач (ГОМКП).

Принципиальная схема предлагаемых бесступенчатых гидрообъемно-механических трансмиссий для установок типа УПА показаны на (рис. 3).

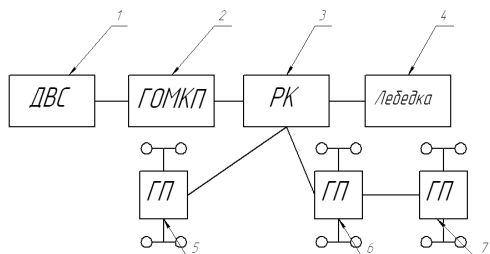


Рис. 3. Принципиальная схема для установок типа УПА:
 1 – двигатель внутреннего сгорания; 2 – ГОМКП;
 3 – раздаточная коробка автомобиля; 4 – лебедка;
 5 – передний ведущий мост; 6 – центральный ведущий мост; 7 – задний ведущий мост

4. 3. Кинематические схемы предлагаемых трансмиссий и 3D – модель их ГОМКП

Кинематические схемы предлагаемых бесступенчатых гидрообъемно-механических трансмиссий для установок типа УПА показаны на (рис. 4), 1 – двигатель внутреннего сгорания; 2 – ГОМКП; 3 – раздаточная коробка автомобиля; 4 – лебедка; 5 – передний ведущий мост; 6 – центральный ведущий мост; 7 – задний ведущий мост.

Схема с использованием импортной гидроаппаратуры показана на (рис. 4, а), ГОМКП которой состоит из: трех планетарных передач; муфты переключения; четырех зубчатых пар; регулируемого гидронасоса объемом 160 см³, регулируемого гидромотора объемом 250 см³, производства "Зауэр-Данфосс" Германия.

Схема с использованием отечественной гидроаппаратуры показана на (рис. 4, б), ГОМКП которой состоит из: трех планетарных передач; четырех зубчатых пар; двух гидроджимных муфт; обгонной муфты; двух регулируемых гидронасосов объемом 112 см³, двух нерегулируемых гидромоторов объемом 112 см³, производства "Гидросила" Украина.

На (рис. 5) показаны 3D – модели предлагаемых ГОМКП с применением различных гидроагрегатов.

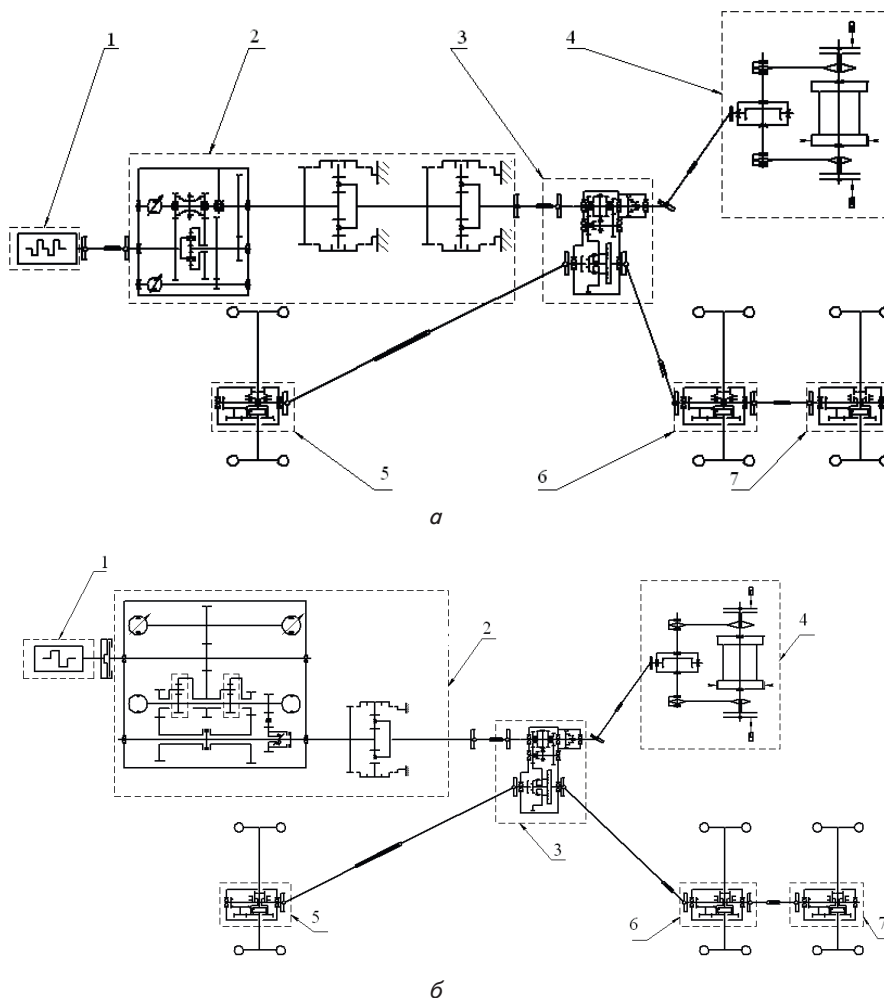


Рис. 4. Кинематическая схема бесступенчатых гидрообъемно-механических трансмиссий для установок типа УПА:
 а – с использованием импортной гидроаппаратуры; б – с использованием отечественной гидроаппаратуры

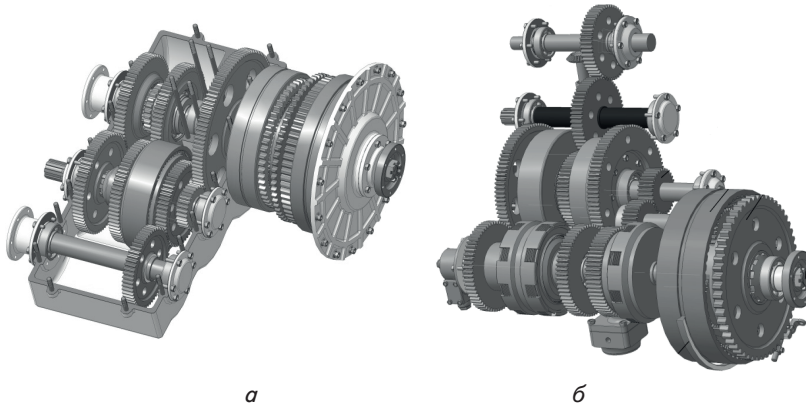


Рис. 5. 3D – модель ГОМКП: а – с использованием импортной гидроаппаратуры; б – с использованием отечественной гидроаппаратуры

4. 4. Математическая модель предлагаемых трансмиссий при выполнении ремонтной операции «спуск – подъем»

В работах [8, 9] описаны структурные схемы предлагаемых трансмиссий, проанализировав которые составлены математические модели при выполнении ремонтных операций.

Анализ динамических параметров трансмиссий с использованием зарубежных гидроагрегатов, при выполнении технологического режима «подъем» груза, описываются следующим образом.

Система уравнений, описывающая угловое ускорение «подъема» груза с использованием зарубежных гидроагрегатов:

$$\begin{cases}
 M_{7C} \cdot \eta^{\text{Sign}(M_{7C} \cdot \omega_7)} + M_{2A} \cdot \eta^{\text{Sign}(M_{2A} \cdot \omega_2)} + M_{1B} = 0; \\
 M_{7C} \cdot k_1 \cdot \eta^{\text{Sign}(M_{7C} \cdot \omega_7)} + M_{2A} \cdot \eta^{\text{Sign}(M_{2A} \cdot \omega_2)} = 0; \\
 M_{2B} + M_{4A} = 0; M_{5A} \cdot i_3 + M_{4B} \cdot \eta^{\text{Sign}(M_{4B} \cdot \omega_4)} = 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^{\text{Sign}(M_{6B} \cdot \omega_6)} = 0; M_{7B} \cdot \eta^{\text{Sign}(M_{7B} \cdot \omega_7)} + M_{9A} \cdot \eta^{\text{Sign}(M_{9A} \cdot \omega_9)} + M_{8A} = 0; \\
 M_{7B} \cdot k_2 \cdot \eta^{\text{Sign}(M_{7B} \cdot \omega_7)} + M_{9A} \cdot \eta^{\text{Sign}(M_{9A} \cdot \omega_9)} = 0; M_{9A} + M_{9B} \cdot T_{n1} = 0; \\
 M_{8C} \cdot \eta^{\text{Sign}(M_{8C} \cdot \omega_8)} + M_{11A} \cdot \eta^{\text{Sign}(M_{11A} \cdot \omega_{11})} + M_{10A} = 0; \\
 M_{8C} \cdot k_3 \cdot \eta^{\text{Sign}(M_{8C} \cdot \omega_8)} + M_{11A} \cdot \eta^{\text{Sign}(M_{11A} \cdot \omega_{11})} = 0; \\
 M_{10B} \cdot \eta^{\text{Sign}(M_{10B} \cdot \omega_{10})} + i_9 \cdot M_{27A} = 0; M_{10B} \cdot \eta^{\text{Sign}(M_{10B} \cdot \omega_{10})} + i_9 \cdot M_{28A} = 0; \\
 M_{27B} \cdot \eta^{\text{Sign}(M_{27B} \cdot \omega_{27})} + i_{10} \cdot M_{29A} = 0; M_{28B} \cdot \eta^{\text{Sign}(M_{28B} \cdot \omega_{28})} + i_{11} \cdot M_{30A} = 0; \\
 M_{29B} + M_{31A} = 0; M_{30B} + M_{32A} = 0; M_{31B} = M_{BP}; M_{32B} = M_{BP}; \\
 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{cases} \tag{3}$$

$$\begin{cases}
 \dot{w}_7 - k_1 \cdot \dot{w}_2 + (k_1 - 1) \cdot \dot{w}_1 = 0; \dot{w}_2 - \dot{w}_4 = 0; \dot{w}_4 \cdot i_1 - \dot{w}_5 = 0; \\
 \frac{d(-e_1 q_1 \omega_5 + e_2 q_2 \omega_6 + \Delta Q)}{dt} = \frac{d\Delta Q}{dt} + \frac{de_2}{dt} q_2 \omega_6 - \frac{de_1}{dt} q_1 \omega_5 + e_2 q_2 \varepsilon_2 - e_1 q_1 \varepsilon_1; \\
 \dot{w}_6 \cdot i_2 - \dot{w}_7 = 0; \dot{w}_7 - k_2 \cdot \dot{w}_9 + (k_2 - 1) \cdot \dot{w}_8 = 0; \dot{w}_9 = 0; \dot{w}_{11} = 0; \\
 \dot{w}_8 - k_3 \cdot \dot{w}_{11} + (k_3 - 1) \cdot \dot{w}_{10} = 0; \dot{w}_{10} \cdot i_9 - \dot{w}_{27} = 0; \dot{w}_{10} \cdot i_9 - \dot{w}_{28} = 0; \\
 \dot{w}_{27} \cdot i_{10} - \dot{w}_{29} = 0; \dot{w}_{28} \cdot i_{11} - \dot{w}_{30} = 0; \dot{w}_{29} - \dot{w}_{31} = 0; \dot{w}_{30} - \dot{w}_{32} = 0.
 \end{cases} \tag{1}$$

где \dot{w}_i – угловое ускорение звена, рад/с²; w_i – угловая скорость звена, рад/с; i_i – 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, м³/рад. (гидронасоса и гидромотора соответственно); de/dt – закона управления параметром регулирования; $\varepsilon_1, \varepsilon_2$ – угловые ускорения валов гидро-

машин; ΔQ – потери рабочей жидкости [м³/с] в гидромашинах, вычисляются с учетом знака перепада давления в ГОП:

$$\Delta Q = \Delta p \cdot \frac{k_y}{v} \left[2 + C_y (|\omega_1| + |\omega_2|) \right], \tag{2}$$

где Δp – перепад давления в рабочей жидкости между магистралями высокого и низкого давления [Па]; k_y, C_y – коэффициенты утечек; v – динамическая вязкость рабочей жидкости [Па·с].

Силовые параметры «подъема» груза с использованием зарубежных гидроагрегатов:

где M_d – момент двигателя Н·м; M_i – моменты на входе и выходе редукторов, Н·м; η_i – КПД редуктора; η_{13}, η_{23} – КПД в зубчатых зацеплениях солнце – сателлит и эпицикл – сателлит при остановленном водиле, определяющие потери моментов; Θ – 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 ω , рабочего объема и перепада давления Δp ; T_{n1}, T_{n2} – параметр описывающий тормоз ($T=1$ – тормоз включен, $T=0$ – тормоз выключен).

Момент потерь в гидромашинах определяется из следующего выражения:

$$\begin{aligned}
 \Delta M_i = q_i \cdot \left[K_i \cdot |\omega_{i0}| \cdot (1 + K_2 \cdot e_i^2) + \right. \\
 \left. + \frac{K_5 \cdot (1 + K_4 \cdot |e_i|)}{(1 + K_3 \cdot |\omega_{i0}| \cdot D_q)} \cdot \Delta p_0 + \frac{K_8 \cdot (1 + K_7 \cdot |e_i|)}{(1 + K_6 \cdot |\omega_{i0}| \cdot D_{qi})} \right], \tag{4}
 \end{aligned}$$

где Δp_0 – перепад рабочего давления в ГОП, вычисляемый при итерационном решении нелинейной матричной системы на предыдущей итерации; K_1, K_2, \dots, K_8 – коэффициенты гидромеханических потерь; D_{qi} – характерный размер гидромашин, равный $D_{qi} = \sqrt[3]{2 \cdot \pi \cdot q_i}$.

Для нахождения вращательного момента на лебедке в выражении (3) его необходимо описать следующим образом:

$$I \cdot \varepsilon = M_{BP} - M_{СОПР}, \quad (5)$$

где I – приведенный к валу барабана лебедки момент инерции вращающихся и поступательно движущихся масс; ε – угловое замедление вала барабана лебедки; M_{BP} – крутящий момент вала барабана лебедки; $M_{СОПР}$ – момент сопротивления при подъеме груза.

Приведенный момент инерции определяется из равенства кинетической энергии приведенной массы и фактически распределенных масс с учетом потерь на трение. Для упрощения расчетов можно пренебречь кинетической энергией канатных шкивов, не имеющей существенного влияния. В этом случае справедливо равенство:

$$I = I_6 + \frac{m \cdot D_{CP}^2}{4 \cdot i_{TC}^2 \cdot \eta_{TC}}, \quad (6)$$

где I_6 – приведенный момент инерции барабана лебедки ($I_6 = G_6 \cdot D_6^2 / 4 \cdot g$); w – угловая скорость вала барабана; $m = (G_{TC} + G_T) / g$ – масса подвижных частей талевого механизма и подвешенной колонны труб; \dot{w} – скорость поступательно движущихся масс; η_{TC} – К.П.Д. талевого механизма.

Момент сопротивления при подъеме груза описывается следующим выражением:

$$M_{СОПР} = (G_T + G_{TC}) \times \times D_{CP} / 2 \cdot g \cdot i_{TC} \cdot \eta_{TC}, \quad (7)$$

где D_{CP} – средний диаметр навивки каната; i_{TC} – кратность оснастки талевого механизма.

Угловое замедление вала барабана лебедки при подъеме груза описывается следующим выражением:

$$\varepsilon = \left(\frac{dw}{dt} \right) / t_T, \quad (8)$$

где $\frac{dw}{dt}$ – угловое ускорение вала барабана лебедки; t_T – время торможения.

Математическая модель дизельного двигателя с учетом его загруженности и подачи топлива при определении параметров и режимов его работы в динамической постановке задачи исследования была построена по работам [10].

Анализ динамических параметров трансмиссий с использованием зарубежных гидроагрегатов, при выполнении технологического режима «спуск» груза, описываются приведенным ниже образом:

Система уравнений, описывающая угловое ускорение «спуска» груза с использованием зарубежных гидроагрегатов:

$$\left\{ \begin{array}{l} \dot{w}_1 - \dot{w}_3 = 0; \\ \dot{w}_3 \cdot i_3 - \dot{w}_5 = 0; \\ \frac{d(-e_1 q_1 \omega_5 + e_2 q_2 \omega_6 + \Delta Q)}{dt} = \frac{d\Delta Q}{dt} + \frac{de_2}{dt} q_2 \omega_6 - \frac{de_1}{dt} q_1 \omega_5 + e_2 q_2 \varepsilon_2 - e_1 q_1 \varepsilon_1; \\ \dot{w}_6 \cdot i_2 - \dot{w}_7 = 0; \\ \dot{w}_7 - k_2 \cdot \dot{w}_9 + (k_2 - 1) \cdot \dot{w}_8 = 0; \\ \dot{w}_9 = 0; \quad \dot{w}_{11} = 0; \\ \dot{w}_8 - k_3 \cdot \dot{w}_{11} + (k_3 - 1) \cdot \dot{w}_{10} = 0; \\ \dot{w}_{10} \cdot i_9 - \dot{w}_{27} = 0; \quad \dot{w}_{10} \cdot i_9 - \dot{w}_{28} = 0; \\ \dot{w}_{27} \cdot i_{10} - \dot{w}_{29} = 0; \quad \dot{w}_{28} \cdot i_{11} - \dot{w}_{30} = 0; \\ \dot{w}_{29} - \dot{w}_{31} = 0; \quad \dot{w}_{30} - \dot{w}_{32} = 0. \end{array} \right. \quad (9)$$

Силловые параметры «спуска» груза с использованием зарубежных гидроагрегатов:

$$\left\{ \begin{array}{l} M_{1C} + M_{3A} = 0; \quad M_{5C} \cdot i_3 + M_{3B} \cdot \eta^{\text{sign}(M_{3B} \cdot \omega_3)} = 0; \\ M_{5B} - e_1 \cdot q_1 \cdot \Delta P = -\Delta M_1 \cdot \text{sign}(\omega_{10}); \quad M_{6A} + e_2 \cdot q_2 \cdot \Delta P = -\Delta M_2 \cdot \text{sign}(\omega_{20}); \\ M_{7A} \cdot i_2 + M_{6B} \cdot \eta^{\text{sign}(M_{6B} \cdot \omega_6)} = 0; \quad M_{7B} \cdot \eta^{\text{sign}(M_{7B} \cdot \omega_7)} + M_{9A} \cdot \eta^{\text{sign}(M_{9A} \cdot \omega_9)} + M_{8A} = 0; \\ M_{7B} \cdot k_2 \cdot \eta^{\text{sign}(M_{7B} \cdot \omega_7)} + M_{9A} \cdot \eta^{\text{sign}(M_{9A} \cdot \omega_9)} = 0; \quad M_{9A} + M_{9B} \cdot T_{n1} = 0; \\ M_{8C} \cdot \eta^{\text{sign}(M_{8C} \cdot \omega_8)} + M_{11A} \cdot \eta^{\text{sign}(M_{11A} \cdot \omega_{11})} + M_{10A} = 0; \\ M_{8C} \cdot k_3 \cdot \eta^{\text{sign}(M_{8C} \cdot \omega_8)} + M_{11A} \cdot \eta^{\text{sign}(M_{11A} \cdot \omega_{11})} = 0; \\ M_{10B} \cdot \eta^{\text{sign}(M_{10B} \cdot \omega_{10})} + i_9 \cdot M_{27A} = 0; \quad M_{10B} \cdot \eta^{\text{sign}(M_{10B} \cdot \omega_{10})} + i_9 \cdot M_{28A} = 0; \\ M_{27B} \cdot \eta^{\text{sign}(M_{27B} \cdot \omega_{27})} + i_{10} \cdot M_{29A} = 0; \quad M_{28B} \cdot \eta^{\text{sign}(M_{28B} \cdot \omega_{28})} + i_{11} \cdot M_{30A} = 0; \\ M_{29B} + M_{31A} = 0; \quad M_{30B} + M_{32A} = 0; \quad M_{31B} + M_{BP} = 0; \quad M_{32B} + M_{BP} = 0; \\ M_{1A} + M_{1B} = 0; \quad M_{3A} + M_{3B} = 0; \quad M_{5B} + M_{5C} = 0; \quad M_{6A} + M_{6B} = 0; \\ M_{7A} + M_{7B} = 0; \quad M_{8A} + M_{8C} = 0; \\ M_{9A} + M_{9B} + M_{9C} = 0; \quad M_{10A} + M_{10B} = 0; \\ M_{11A} + M_{11B} + M_{11C} = 0; \\ M_{27A} + M_{27B} = 0; \quad M_{28A} + M_{28B} = 0; \\ M_{29A} + M_{29B} = 0; \quad M_{30A} + M_{30B} = 0; \\ M_{31A} + M_{31B} = 0; \quad M_{32A} + M_{32B} = 0; \end{array} \right. \quad (10)$$

Анализ динамических параметров трансмиссий с использованием отечественных гидроагрегатов, при выполнении технологического режима «подъем» груза, описываются приведенным ниже образом:

Система уравнений, описывающая угловое ускорение «подъема» груза с использованием отечественных гидроагрегатов:

$$\left\{ \begin{aligned} \dot{w}_{dvs} \cdot \dot{i}_2 - \dot{w}_5 &= 0; \quad \dot{w}_{dvs} \cdot \dot{i}_1 - \dot{w}_0 = 0; \quad \dot{w}_6 \cdot \dot{i}_5 - \dot{w}_7 = 0; \\ \dot{w}_{dvs} \cdot \dot{i}_2 - \dot{w}_5 &= 0; \\ \dot{w}_7 - \dot{w}_8 &= 0; \quad \dot{w}_6 - k_1 \cdot \dot{w}_0 + (k_1 - 1) \cdot \dot{w}_1 = 0; \\ \dot{w}_1 \cdot \dot{i}_3 - \dot{w}_3 &= 0; \quad \dot{w}_3 - \dot{w}_8 = 0; \\ \frac{d(-e_1 q_1 w_5 + e_2 q_2 w_6 + \Delta Q)}{dt} &= \\ = \frac{d\Delta Q}{dt} + \frac{de_2}{dt} q_2 w_5 - \frac{de_1}{dt} q_1 w_6 + e_2 q_2 \varepsilon_2 - e_1 q_1 \varepsilon_1; \\ \dot{w}_8 - k_3 \cdot \dot{w}_9 + (k_3 - 1) \cdot \dot{w}_{10} &= 0; \\ \dot{w}_{10} \cdot \dot{i}_{11} - \dot{w}_{27} &= 0; \quad \dot{w}_{10} \cdot \dot{i}_{11} - \dot{w}_{28} = 0; \\ \dot{w}_{27} \cdot \dot{i}_{12} - \dot{w}_{29} &= 0; \quad \dot{w}_{28} \cdot \dot{i}_{13} - \dot{w}_{30} = 0; \\ \dot{w}_{29} - \dot{w}_{31} &= 0; \quad \dot{w}_{30} - \dot{w}_{32} = 0. \end{aligned} \right. \quad (11)$$

Силловые параметры «подъема» груза с использованием отечественных гидроагрегатов:

$$\left\{ \begin{aligned} M_{dvsC} \cdot \dot{i}_2 + M_{5A} \cdot \eta^{Esign(M_{5A} \cdot \omega_5)} &= 0; \\ M_{6D} \cdot \dot{i}_5 + M_{7A} \cdot \eta^{Esign(M_{7A} \cdot \omega_7)} &= 0; \\ M_{7B} + M_{8A} &= 0; \quad M_{3B} + M_{8E} = 0; \\ M_{dvsB} \cdot \dot{i}_1 + M_{0C} \cdot \eta^{Esign(M_{0C} \cdot \omega_0)} &= 0; \\ M_{dvsA} \cdot \dot{i}_2 + M_{5A} \cdot \eta^{Esign(M_{5A} \cdot \omega_5)} &= 0; \\ M_{6B} \cdot \eta^{Esign(M_{6B} \cdot \omega_6)} + M_{2A} \cdot \eta^{Esign(M_{2A} \cdot \omega_2)} + M_{0B} &= 0; \\ M_{6B} \cdot k_1 \cdot \eta^{Esign(M_{6B} \cdot \omega_6)} + M_{2A} \cdot \eta^{Esign(M_{2A} \cdot \omega_2)} &= 0; \\ M_{1B} \cdot \dot{i}_3 + M_{3A} \cdot \eta^{Esign(M_{3A} \cdot \omega_3)} &= 0; \\ M_{2B} \cdot \dot{i}_4 + M_{4A} \cdot \eta^{Esign(M_{4A} \cdot \omega_4)} &= 0; \\ M_{4B} + M_{8C} &= 0; \quad M_{5B} - e_1 \cdot q_1 \cdot \Delta P = -\Delta M_1 \cdot sign(\omega_{10}); \\ M_{6A} + e_2 \cdot q_2 \cdot \Delta P &= -\Delta M_2 \cdot sign(\omega_{20}); \\ M_{8B} \cdot \eta^{Esign(M_{8B} \cdot \omega_8)} + M_{9A} \cdot \eta^{Esign(M_{9A} \cdot \omega_9)} + M_{10A} &= 0; \\ M_{8B} \cdot k_3 \cdot \eta^{Esign(M_{8B} \cdot \omega_8)} + M_{9A} \cdot \eta^{Esign(M_{9A} \cdot \omega_9)} &= 0; \\ M_{10D} \cdot \eta^{Esign(M_{10D} \cdot \omega_{10})} + i_9 \cdot M_{27A} &= 0; \\ M_{10D} \cdot \eta^{Esign(M_{10D} \cdot \omega_{10})} + i_9 \cdot M_{28A} &= 0; \\ M_{27B} \cdot \eta^{Esign(M_{27B} \cdot \omega_{27})} + i_{10} \cdot M_{29A} &= 0; \\ M_{28B} \cdot \eta^{Esign(M_{28B} \cdot \omega_{28})} + i_{11} \cdot M_{30A} &= 0; \\ M_{29B} + M_{31A} &= 0; \quad M_{30B} + M_{32A} = 0; \\ M_{31B} + M_{BP} &= 0; \quad M_{32B} + M_{BP} = 0; \\ M_{dvsA} + M_{dvsB} + M_{dvsC} &= 0; \quad M_{0A} + M_{0C} = 0; \\ M_{3A} + M_{3B} &= 0; \quad M_{4A} + M_{4B} = 0; \\ M_{5A} + M_{5B} &= 0; \quad M_{6A} + M_{6B} + M_{6D} = 0; \\ M_{7A} + M_{7B} &= 0; \quad M_{8A} + M_{8C} + M_{8D} = 0; \\ M_{9A} + M_{9B} + M_{9C} &= 0; \quad M_{10A} + M_{10D} = 0; \\ M_{27A} + M_{27B} &= 0; \quad M_{28A} + M_{28B} = 0; \quad M_{29A} + M_{29B} = 0; \\ M_{30A} + M_{30B} &= 0; \quad M_{31A} + M_{31B} = 0; \quad M_{32A} + M_{32B} = 0. \end{aligned} \right. \quad (12)$$

Анализ динамических параметров трансмиссий с использованием отечественных гидроагрегатов, при выполнении технологического режима «спуск» груза, описываются следующим образом:

Система уравнений, описывающая угловое ускорение:

$$\left\{ \begin{aligned} \dot{w}_{dvs} \cdot \dot{i}_2 - \dot{w}_5 &= 0; \\ \dot{w}_6 \cdot \dot{i}_5 - \dot{w}_7 &= 0; \quad \dot{w}_7 - \dot{w}_8 = 0; \\ \frac{d(-e_1 q_1 w_5 + e_2 q_2 w_6 + \Delta Q)}{dt} &= \\ = \frac{d\Delta Q}{dt} + \frac{de_2}{dt} q_2 w_5 - \frac{de_1}{dt} q_1 w_6 + e_2 q_2 \varepsilon_2 - e_1 q_1 \varepsilon_1; \\ \dot{w}_8 - k_3 \cdot \dot{w}_9 + (k_3 - 1) \cdot \dot{w}_{10} &= 0; \\ \dot{w}_{10} \cdot \dot{i}_{11} - \dot{w}_{27} &= 0; \quad \dot{w}_{10} \cdot \dot{i}_{11} - \dot{w}_{28} = 0; \\ \dot{w}_{27} \cdot \dot{i}_{12} - \dot{w}_{29} &= 0; \quad \dot{w}_{28} \cdot \dot{i}_{13} - \dot{w}_{30} = 0; \\ \dot{w}_{29} - \dot{w}_{31} &= 0; \quad \dot{w}_{30} - \dot{w}_{32} = 0. \end{aligned} \right. \quad (13)$$

Силловые параметры «спуска» груза с использованием отечественных гидроагрегатов:

$$\left\{ \begin{aligned} M_{dvsC} \cdot \dot{i}_2 + M_{5A} \cdot \eta^{Esign(M_{5A} \cdot \omega_5)} &= 0; \\ M_{6D} \cdot \dot{i}_5 + M_{7A} \cdot \eta^{Esign(M_{7A} \cdot \omega_7)} &= 0; \\ M_{7B} + M_{8A} &= 0; \\ M_{6D} \cdot \dot{i}_5 + M_{7A} \cdot \eta^{Esign(M_{7A} \cdot \omega_7)} &= 0; \\ M_{5B} - e_1 \cdot q_1 \cdot \Delta P &= -\Delta M_1 \cdot sign(\omega_{10}); \\ M_{6A} + e_2 \cdot q_2 \cdot \Delta P &= -\Delta M_2 \cdot sign(\omega_{20}); \\ M_{8B} \cdot \eta^{Esign(M_{8B} \cdot \omega_8)} + M_{9A} \cdot \eta^{Esign(M_{9A} \cdot \omega_9)} + M_{10A} &= 0; \\ M_{8B} \cdot k_3 \cdot \eta^{Esign(M_{8B} \cdot \omega_8)} + M_{9A} \cdot \eta^{Esign(M_{9A} \cdot \omega_9)} &= 0; \\ M_{10D} \cdot \eta^{Esign(M_{10D} \cdot \omega_{10})} + i_9 \cdot M_{27A} &= 0; \\ M_{10D} \cdot \eta^{Esign(M_{10D} \cdot \omega_{10})} + i_9 \cdot M_{28A} &= 0; \\ M_{27B} \cdot \eta^{Esign(M_{27B} \cdot \omega_{27})} + i_{10} \cdot M_{29A} &= 0; \\ M_{28B} \cdot \eta^{Esign(M_{28B} \cdot \omega_{28})} + i_{11} \cdot M_{30A} &= 0; \\ M_{29B} + M_{31A} &= 0; \quad M_{30B} + M_{32A} = 0; \quad M_{30B} + M_{32A} = 0; \\ M_{31B} + M_{BP} &= 0; \quad M_{32B} + M_{BP} = 0; \quad M_{dvsA} + M_{dvsC} = 0; \\ M_{5A} + M_{5B} &= 0; \quad M_{6A} + M_{6D} = 0; \\ M_{7A} + M_{7B} &= 0; \quad M_{8A} + M_{8C} + M_{8D} = 0; \\ M_{9A} + M_{9B} + M_{9C} &= 0; \quad M_{10A} + M_{10D} = 0; \\ M_{27A} + M_{27B} &= 0; \quad M_{28A} + M_{28B} = 0; \\ M_{29A} + M_{29B} &= 0; \quad M_{30A} + M_{30B} = 0; \\ M_{31A} + M_{31B} &= 0; \quad M_{32A} + M_{32B} = 0. \end{aligned} \right. \quad (14)$$

5. Результаты исследования динамических параметров предлагаемых трансмиссий при выполнении ремонтной операции «спуск – подъем»

Установка подъемная автомобильная типа УПА – 80 ПХ может выполнить подъем труб при ремонтной операции массой до 80 тонн.

Проанализировав и выполнив расчет составленных математических моделей, были получены результаты того, что предлагаемые трансмиссии могут выполнять подъем и спуск труб массой до 100 тонн, с оптимальной скоростью и КПД. Результаты расчета показаны на (рис. 6, 7), N – мощность двигателя; e₁, e₂ – угол наклона шайбы гидрососа и гидромотора; ΔP – давление в гидросистеме; η – КПД трансмиссии; V – скорость подъема и спуска.

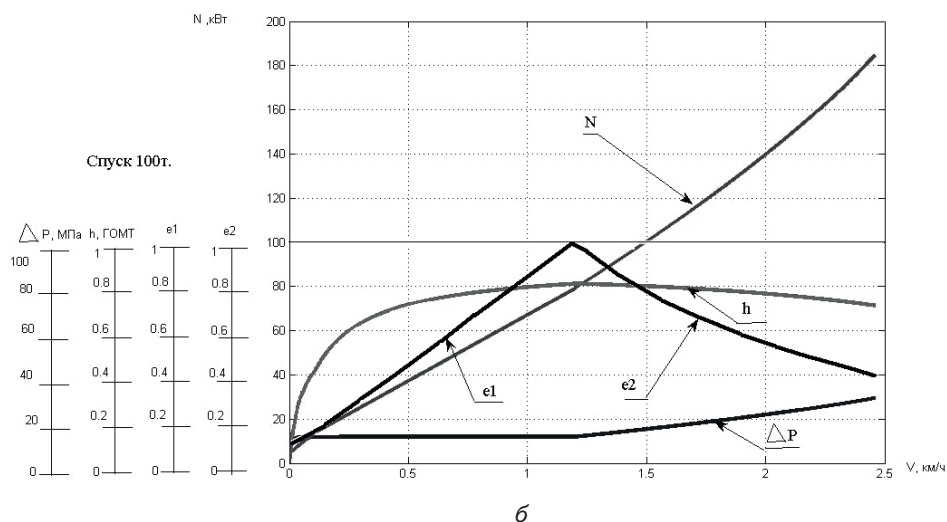
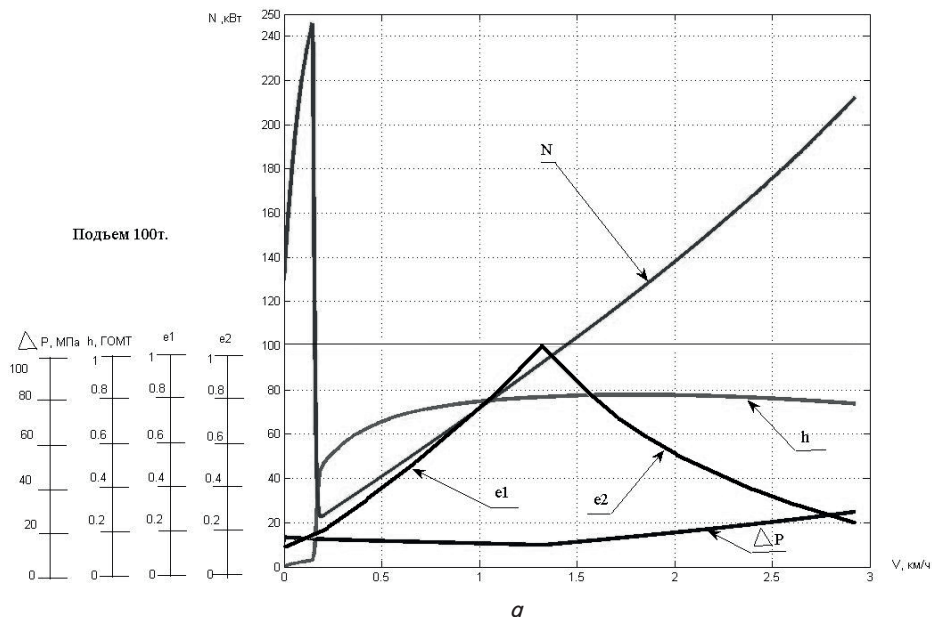


Рис. 6. Зависимость динамических параметров трансмиссии с использованием зарубежных гидроагрегатов при выполнении технологической операции: *а* – подъем; *б* – спуск

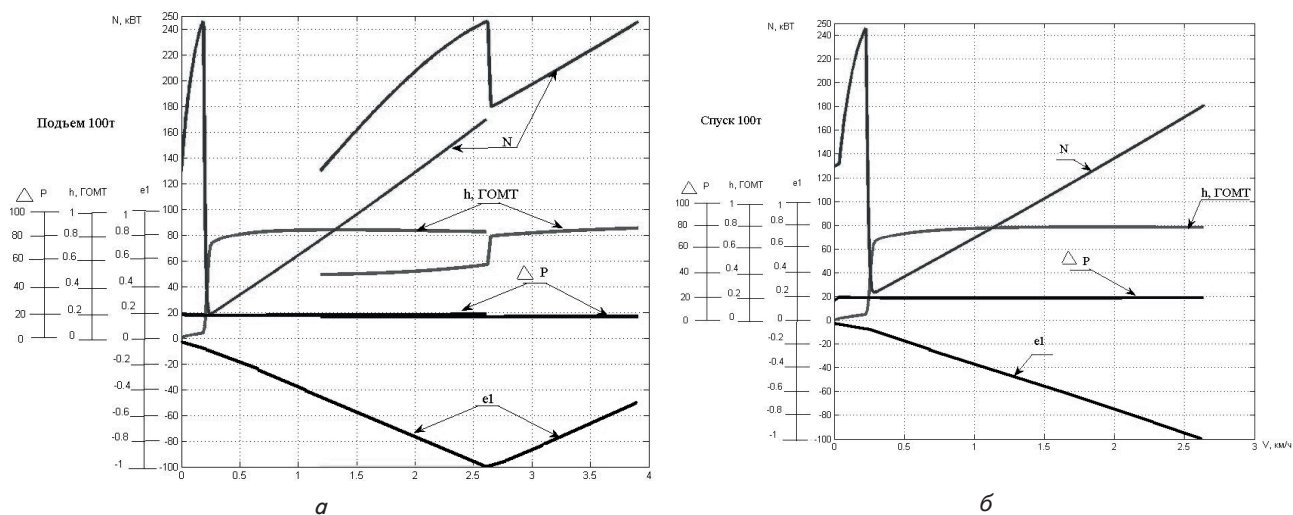


Рис. 7. Зависимость динамических параметров трансмиссии с использованием отечественных гидроагрегатов при выполнении технологической операции: *а* – подъем; *б* – спуск

6. Выводы

Предложены принципиальная и кинематические схемы бесступенчатых гидрообъемно-механических трансмиссий для установок типа УПА с использованием импортной и отечественной гидроаппаратуры. Особенностью данных схем является: бесступенчатое регулирование скорости подъема и спуска труб, при выполнении ремонтной операции; уменьшение числа диапазонов передач с восьми до двух, что в свою очередь повысит производительность и эргономику установки.

Предложена 3D – модель ГОМКП с использованием импортной и отечественной гидроаппаратуры, а именно предлагается применить гидравлику следующих производителей "Sauer-Danfoss" Германия, "Гидросила ГРУП" Украина.

Разработана математическая модель трансмиссий при выполнении ремонтных операций «спуск – подъем» на скважине, представляющая собой систему уравнений кинематических и силовых параметров трансмиссии.

Выполнен анализ динамических характеристик бесступенчатых ГОМТ для установок типа УПА с использованием импортной и отечественной гидроаппаратуры, при выполнении ремонтных операций «спуск – подъем» на скважине. Данный анализ показал, что применение бесступенчатых ГОМТ обеспечивает выполнение ремонтной операции «спуск – подъем» весом 100 тонн; а также данные трансмиссии при спуске труб могут использоваться как основой либо дополнительный тормозной механизм, при этом штатная механическая трансмиссия установки не обладает такой функцией и спуск труб выполняется ленточными тормозами лебедки.

Литература

1. Абубакиров, В. Ф. Справочник в 2-х томах. Том I [Текст] / В. Ф. Абубакиров, Ю. Г. Буримов, И. Б. Малкин // ОАО "Издательство "Недра", 2000. – 268 с.
2. Установка подъемная автомобильная [Электронный ресурс] / Режим доступа: <http://www.neftcom.ru/catalog?item=82>
3. Руководство по эксплуатации 69УПА.00.00.000.РЕ [Текст] / Установка подъемная УПА-80ПХ.
4. Самородов, В. Б. Критический обзор работ в области тракторных гидрообъемно-механических трансмиссий [Текст] / В. Б. Самородов, А. В. Рогов, М. Б. Бурлыга // Вестник национального технического университета "Харьковский политехнический университет": сб. науч. тр. Тематический выпуск: Автомобиле- и тракторостроение. – 2003. – № 4. – С. 3–19.
5. Rydberg, K.-E. Concepts and Development Trends for Efficiency Improvement of Hydrostatics in Mobile Applications [Text] / K.-E. Rydberg. – SAE Technical Paper, 2002. doi: 10.4271/2002-01-1422
6. Dasgupta, K. Dynamic analysis of a low speed high torque hydrostatic drive using steady-state characteristics [Text] / Mechanism and Machine Theor. – 2012. – Vol. 52. – P. 1–17. doi: 10.1016/j.mechmachtheory.2011.12.004
7. ZF Friedrichshafen, AG Germany [Electronic resource] / ZF Technology in Construction Vehicles. – Available at: <http://www.zf.com/corporate/en/products/prod>.
8. Самородов, В. Б. Разработка и анализ бесступенчатой двухпоточной гидрообъемно-механической трансмиссии автомобиля для ремонта нефтегазовых скважин [Текст] / В. Б. Самородов, А. О. Островерх // Вісник національного технічного університету "Харківський політехнічний інститут": зб. наук. праць. Тематичний випуск: Транспортне машинобудування. – 2012. – № 20. – С. 47–55
9. Самородов, В. Б. Разработка и анализ бесступенчатой двухпоточной гидрообъемно-механической трансмиссии по критерию наибольшего КПД, автомобиля для ремонта нефтегазовых скважин [Текст] / В. Б. Самородов, А. О. Островерх, А. П. Кожушко // Вестник национального технического университета "Харьковский политехнический университет": сб. науч. тр. Тематический выпуск: Автомобиле- и тракторостроение. – 2012. – № 60(966). – С. 105–111.
10. Ребров, А. Ю. Математическая модель дизельного двигателя в безразмерных величинах с учетом его загрузки и подачи топлива [Текст] / А.Ю. Ребров, Т. А. Коробка, С. В. Лахман // Вісник національного технічного університету "Харківський політехнічний інститут": зб. наук. праць. Тематичний випуск: Транспортне машинобудування. – 2012. – № 19. – С. 31–36.