

УДК 629.114.026

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

А. О. ОСТРОВЕРХ, ассистент НТУ «ХПИ»;

А. П. КОЖУШКО, магистр НТУ «ХПИ»

РАЗРАБОТКА И АНАЛИЗ БЕССТУПЕНЧАТОЙ ДВУХПОТОЧНОЙ ГИДРООБЪЕМНО-МЕХАНИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИИ ПО КРИТЕРИЮ НАИБОЛЬШЕГО КПД, АВТОМОБИЛЯ ДЛЯ РЕМОНТА НЕФТЕГАЗОВЫХ СКВАЖИН

Предложена структурная, кинематическая схема и математическая модель бесступенчатой двухпоточной гидрообъемно-механической трансмиссии автомобиля для ремонта нефтегазовых скважин, с наибольшим КПД, на базе шасси автомобиля КрАЗ-63221-02.

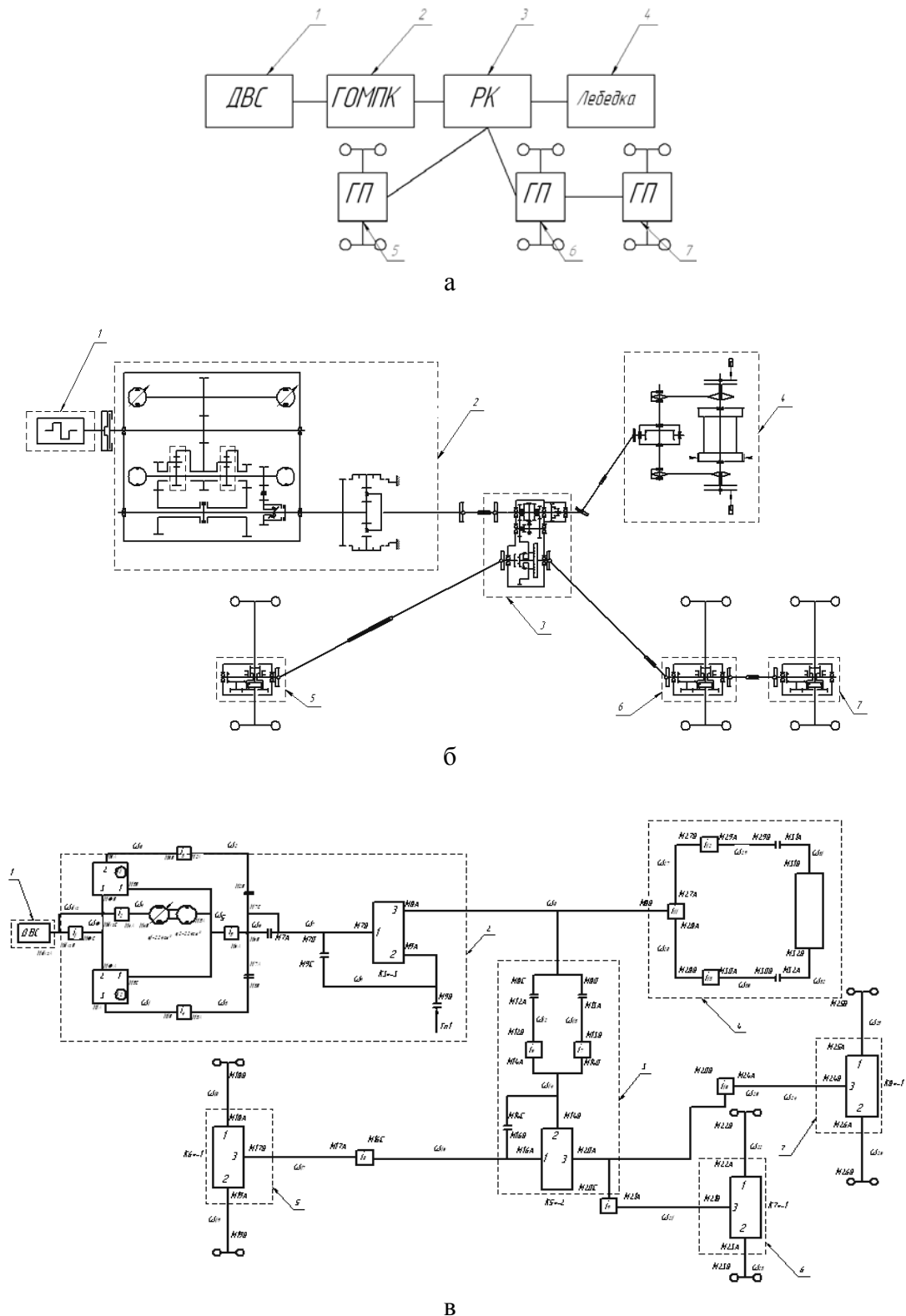
Ключевые слова: автомобиль, трансмиссия, структурная, кинематическая, бесступенчатая.

Введение. Согласно стратегии Украины на период до 2030 года объемы добычи нефти и газа с собственных месторождений стабилизируются на уровне 5,4 млн. тонн/год [1]. Следовательно, такие высокие темпы роста добычи нефти и газа потребуют постоянного обновления технического парка машин используемых на устьях скважин.

Анализ последних достижений и публикаций. В процессе эксплуатации каждой действующей скважины, выполняются ремонтные работы, основным видом которых являются спускоподъемные операции, выполняемые специальными мобильными машинами [2]. На территории Украины данные машины выпускаются Харьковским заводом транспортного оборудования (ХЗТО). На предприятии на полноприводном (6x6) шасси автомобиля КрАЗ-63221-02 выпускается установка подъемная автомобильная УПА-80ПХ предназначенная для освоения и ремонта нефтяных и газовых скважин. 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 [3,4].

Цель и постановка задачи. Разработка и анализ использования предлагаемой авторами бесступенчатой двухпоточной гидрообъемно-механической трансмиссии (ГОМТ) с наибольшим КПД на машинах типа УПА.

Математическая модель и алгоритм решения задачи. Анализ механической трансмиссии мобильной установки УПА, показал, что установка имеет восемь скоростных диапазонов передач в транспортном режиме движения, и технологическом режиме работы, которые обеспечиваются ступенчатой механической трансмиссией. Авторами предлагается заменить механическую коробку шасси автомобиля КрАЗ-63221-02 на гидрообъемно-механическую коробку передач (ГОМКП), с наибольшим КПД. Схема ГОМТ показана на рис.1.



В

1 – двигател ь внут ренне го сгоранн я; 2 – ГОМПК;
 3 – раздаточн ая коробк а автомоб иля КраЗ; 4 – лебідк а; 5 – передн ый мост автомоб иля КраЗ;
 6 – средн ый мост автомоб иля КраЗ; 7 – задн ый мост автомоб иля КраЗ

Рисунок 1 – Схем а ГОМТ: а – принцип альн ая, б – структурн ая, в – кинематическ ая

Математическая модель, описывающая двухпоточную гидрообъемно-механическую трансмиссию, представлена в следующем виде[5-10]:

Кинематические параметры ГОМТ:

$$\begin{aligned}
 w_{dvs} \cdot i_2 - w_5 &= 0; & w_2 \cdot i_4 - w_4 &= 0; \\
 w_6 \cdot i_5 - w_7 &= 0; & w_4 - w_8 &= 0; \\
 w_7 - w_8 &= 0, & w_8 - k_3 \cdot w_9 + (k_3 - 1) \cdot w_{10} &= 0; \\
 w_{dvs} \cdot i_1 - w_0 &= 0; & S_{3_3} \cdot w_8 - S_{3_3} \cdot w_{10} - w_{S_3} &= 0; \\
 w_{dvs} \cdot i_2 - w_5 &= 0; & S_{3_3} &= \left| \frac{w_{CT}}{w_8} \right| \cdot e^{i(\varphi-0)}; \\
 w_6 - k_1 \cdot w_0 + (k_1 - 1) \cdot w_1 &= 0; & w_{10} - w_{12} &= 0; \\
 S_{1_1} \cdot w_6 - S_{1_1} \cdot w_1 - w_{S_1} &= 0; & w_{16} \cdot i_8 - w_{17} &= 0; \\
 S_{1_1} &= \left| \frac{w_{CT}}{w_6} \right| \cdot e^{i(\varphi-0)}; & w_{18} - k_6 \cdot w_{19} + (k_6 - 1) \cdot w_{17} &= 0; \\
 w_1 \cdot i_3 - w_3 &= 0; & S_{5_5} \cdot w_{18} - S_{5_5} \cdot w_{17} - w_{S_5} &= 0; \\
 w_3 - w_8 &= 0, & S_{5_5} &= \left| \frac{w_{CT}}{w_{18}} \right| \cdot e^{i(\varphi-0)}; \\
 w_{dvs} \cdot i_1 - w_0 &= 0; & w_{10} \cdot i_{11} - w_{27} &= 0; \\
 w_{dvs} \cdot i_2 - w_5 &= 0; & w_{10} \cdot i_{11} - w_{28} &= 0; \\
 w_6 - k_2 \cdot w_2 + (k_2 - 1) \cdot w_0 &= 0; & w_{27} \cdot i_{12} - w_{29} &= 0; \\
 S_{2_2} \cdot w_6 - S_{2_2} \cdot w_0 - w_{S_2} &= 0; & w_{28} \cdot i_{13} - w_{30} &= 0; \\
 S_{2_2} &= \left| \frac{w_{CT}}{w_6} \right| \cdot e^{i(\varphi-0)}; & w_{29} - w_{31} &= 0; \\
 & & w_{30} - w_{32} &= 0.
 \end{aligned}$$

где ω_1 – угловая скорость звена, рад/с;

ω_d – угловая скорость коленчатого вала двигателя, рад/с;

ω_s – относительная угловая скорость сателлита, рад/с;

k – внутреннее передаточное отношение планетарного ряда

$$\left(\frac{\omega_1 - \omega_3}{\omega_2 - \omega_3} = k = \pm \frac{Z_{CT1} \cdot Z_2}{Z_{CT2} \cdot Z_1} \right);$$

S_1 – характерный параметр сателлитов

$$\left(S_1 = \frac{z_1}{z_{cm}} = \frac{2}{1-|k|}, \frac{\omega_{cm} - \omega_3}{\omega_1 - \omega_3} = -\frac{z_1}{z_{cm}} = S_1 \right) [11];$$

i_j – передаточное отношение редуктора;

e_1, e_2 – относительные параметры регулирования гидронасоса и гидромотора;

Q_1, Q_2 – максимальная производительность гидромашин, м³/рад. (гидронасоса и гидромотора соответственно)

λ_1, λ_2 – коэффициент объемных потерь, пропорциональных перепаду давления в гидросистеме (гидронасоса и гидромотора соответственно);

Δp – перепад рабочего давления в ГОП, МПа.

Соотношение между силовыми параметрами ГОМТ:

$$\begin{aligned}
 M_{dvsC} \cdot i_2 + M_{5A} \cdot \eta^{\ominus \cdot \text{sign}(M_{5A} \cdot \eta)} &= 0; & M_{6C} \cdot k_1 \cdot \eta^{\ominus \cdot \text{sign}(M_{6C} \cdot \eta)} + M_{0A} \cdot \eta^{\ominus \cdot \text{sign}(M_{0A} \cdot \eta)} &= 0; \\
 M_{6D} \cdot i_5 + M_{7A} \cdot \eta^{\ominus \cdot \text{sign}(M_{7A} \cdot \eta)} &= 0; & M_{1B} \cdot i_3 + M_{3A} \cdot \eta^{\ominus \cdot \text{sign}(M_{3A} \cdot \eta)} &= 0; \\
 M_{7B} + M_{8A} &= 0; & M_{3B} + M_{8E} &= 0; \\
 M_{dvsA} + M_{dvsB} + M_{dvsC} &= 0; & M_{dvsA} + M_{dvsB} + M_{dvsC} &= 0; \\
 M_{5A} + M_{5B} &= 0; & M_{0A} + M_{0B} + M_{0C} &= 0; \\
 M_{6A} + M_{6B} + M_{6C} + M_{6D} &= 0; & M_{1A} + M_{1B} &= 0; \\
 M_{7A} + M_{7B} &= 0; & M_{3A} + M_{3B} &= 0; \\
 M_{dvsB} \cdot i_1 + M_{0C} \cdot \eta^{\ominus \cdot \text{sign}(M_{0C} \cdot \eta)} &= 0; & M_{5A} + M_{5B} &= 0; \\
 M_{dvsC} \cdot i_2 + M_{5A} \cdot \eta^{\ominus \cdot \text{sign}(M_{5A} \cdot \eta)} &= 0; & M_{6A} + M_{6B} + M_{6C} + M_{6D} &= 0; \\
 M_{6C} \cdot \eta^{\ominus \cdot \text{sign}(M_{6C} \cdot \eta)} + M_{0A} &= 0; & M_{8A} + M_{8B} + M_{8C} + M_{8D} &= 0; \\
 M_{8A} + M_{8B} + M_{8C} + M_{8D} &= 0; & & \\
 M_{dvsB} \cdot i_1 + M_{0C} \cdot \eta^{\ominus \cdot \text{sign}(M_{0C} \cdot \eta)} &= 0; & M_{8B} \cdot \eta^{\ominus \cdot \text{sign}(M_{8B} \cdot \eta)} + M_{9A} \cdot \eta^{\ominus \cdot \text{sign}(M_{9A} \cdot \eta)} + M_{10A} &= 0 \\
 M_{dvsC} \cdot i_2 + M_{5A} \cdot \eta^{\ominus \cdot \text{sign}(M_{5A} \cdot \eta)} &= 0; & M_{8B} \cdot k_3 \cdot \eta^{\ominus \cdot \text{sign}(M_{8B} \cdot \eta)} + M_{9A} \cdot \eta^{\ominus \cdot \text{sign}(M_{9A} \cdot \eta)} &= 0 \\
 M_{6B} \cdot \eta^{\ominus \cdot \text{sign}(M_{6B} \cdot \eta)} + M_{2A} \cdot \eta^{\ominus \cdot \text{sign}(M_{2A} \cdot \eta)} + M_{0B} &= 0; & M_{10B} + M_{12A} &= 0; \\
 M_{6B} \cdot k_2 \cdot \eta^{\ominus \cdot \text{sign}(M_{6B} \cdot \eta)} + M_{2A} \cdot \eta^{\ominus \cdot \text{sign}(M_{2A} \cdot \eta)} &= 0; & M_{14A} \cdot i_6 + M_{12A} \cdot \eta^{\ominus \cdot \text{sign}(M_{12A} \cdot \eta)} &= 0; \\
 M_{2B} \cdot i_4 + M_{4A} \cdot \eta^{\ominus \cdot \text{sign}(M_{4A} \cdot \eta)} &= 0; & M_{14C} \cdot i_7 + M_{12A} \cdot \eta^{\ominus \cdot \text{sign}(M_{12A} \cdot \eta)} &= 0; \\
 M_{4B} + M_{8C} &= 0; & M_{16A} \cdot \eta^{\ominus \cdot \text{sign}(M_{16A} \cdot \eta)} + M_{14B} \cdot \eta^{\ominus \cdot \text{sign}(M_{14B} \cdot \eta)} + M_{20A} &= 0; \\
 M_{dvsA} + M_{dvsB} + M_{dvsC} &= 0; & M_{16A} \cdot k_5 \cdot \eta^{\ominus \cdot \text{sign}(M_{16A} \cdot \eta)} + M_{14B} \cdot \eta^{\ominus \cdot \text{sign}(M_{14B} \cdot \eta)} &= 0; \\
 M_{0A} + M_{0B} + M_{0C} &= 0; & M_{10A} + M_{10B} + M_{10C} + M_{10D} &= 0; \\
 M_{2A} + M_{2B} &= 0; & M_{12A} + M_{12B} &= 0; \\
 M_{4A} + M_{4B} &= 0; & M_{14A} + M_{14B} &= 0; \\
 M_{5A} + M_{5B} &= 0; & M_{16A} + M_{16B} &= 0; \\
 M_{6A} + M_{6B} + M_{6C} + M_{6D} &= 0; & M_{20A} + M_{20B} + M_{20C} &= 0. \\
 M_{8A} + M_{8B} + M_{8C} + M_{8D} &= 0. & & \\
 M_{17A} \cdot i_8 + M_{16C} \cdot \eta^{\ominus \cdot \text{sign}(M_{16C} \cdot \eta)} &= 0; & M_{17A} + M_{17B} &= 0; \\
 M_{18A} \cdot \eta^{\ominus \cdot \text{sign}(M_{18A} \cdot \eta)} + M_{19A} \cdot \eta^{\ominus \cdot \text{sign}(M_{19A} \cdot \eta)} + M_{17B} &= 0; & M_{18A} + M_{18B} &= 0; \\
 M_{18A} \cdot k_6 \cdot \eta^{\ominus \cdot \text{sign}(M_{18A} \cdot \eta)} + M_{19A} \cdot \eta^{\ominus \cdot \text{sign}(M_{19A} \cdot \eta)} &= 0; & M_{19A} + M_{19B} &= 0; \\
 M_{18B} &= G \cdot f \cdot r; & -e_1 \cdot q_1 \cdot w_4 + e_2 \cdot q_2 \cdot w_5 &= (\lambda_1 + \lambda_2) \cdot \Delta P; \\
 M_{19B} &= G \cdot f \cdot r; & M_{5B} - e_1 \cdot q_1 \cdot \Delta P &= -\Delta M_1 \cdot \text{sign}(w_{10}); \\
 M_{16A} + M_{16B} &= 0; & M_{6A} + e_2 \cdot q_2 \cdot \Delta P &= -\Delta M_2 \cdot \text{sign}(w_{20}),
 \end{aligned}$$

где M_d – момент двигателя Н·м;

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

η_i – КПД редуктора;

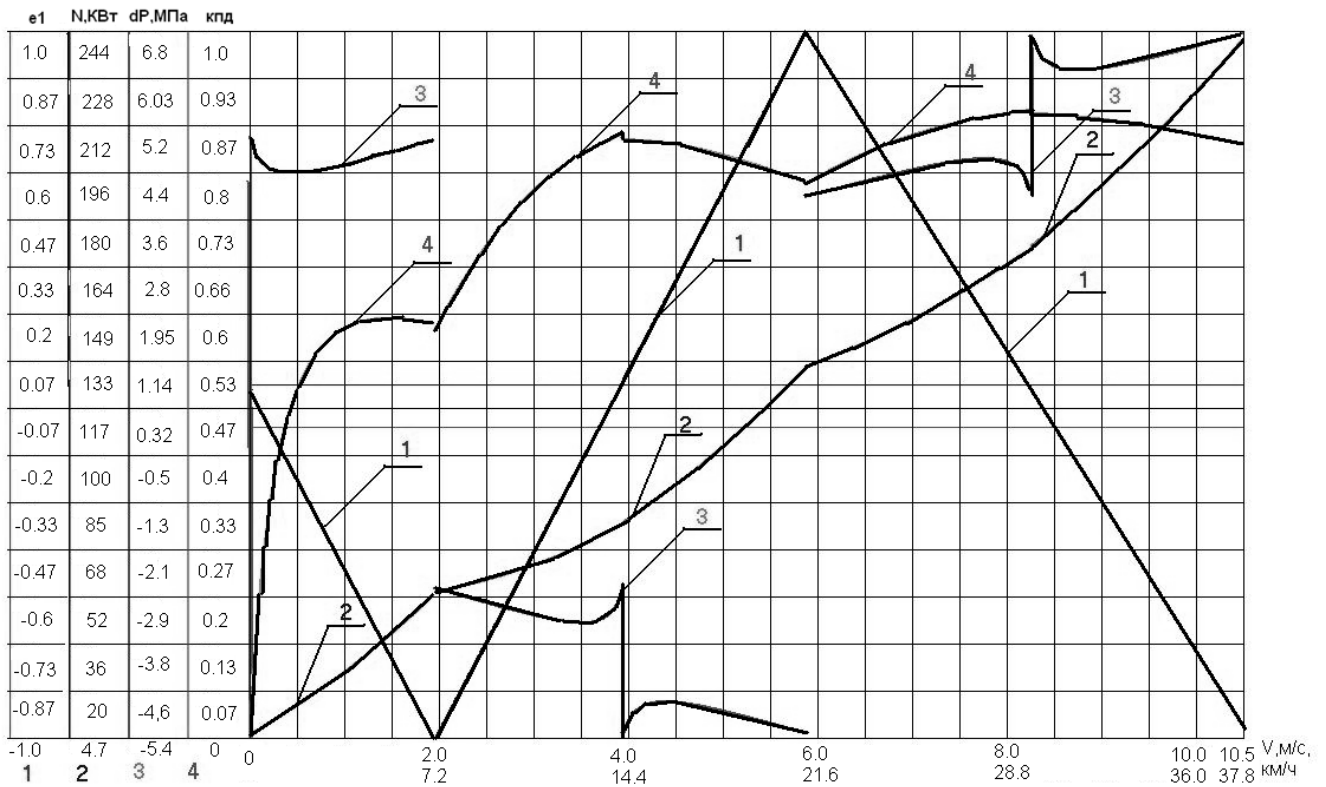
η_{13}, η_{23} – КПД в зубчатых зацеплениях солнце - сателлит и эпицикл - сателлит при остановленном водиле, определяющие потери моментов;

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

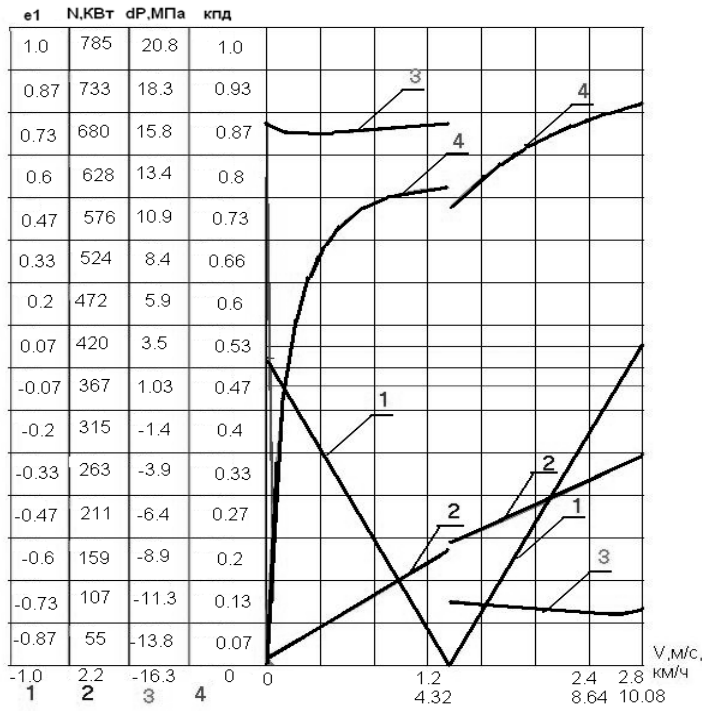
$\Delta M_1, M_2$ – моменты потерь в гидромашинах, вычисляемые как функции параметров регулирования e , угловой скорости вала гидромашин ω , рабочего объема q и перепада давления Δp ;

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

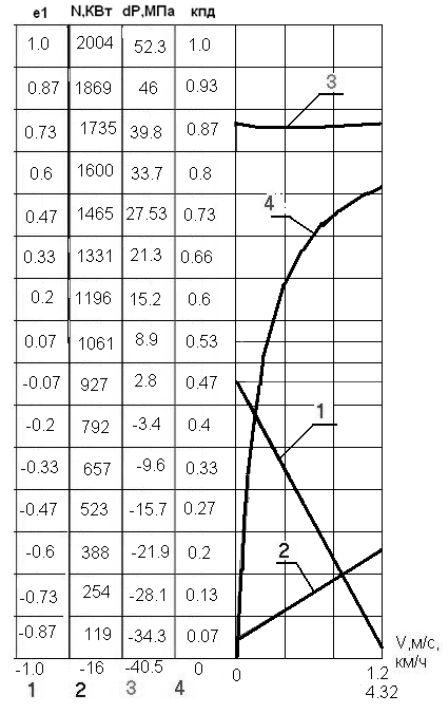
Результаты расчета системы уравнений реализованы в пакете визуально-ориентированного программирования MATLAB/SIMULINK и показаны на рис.3, для транспортного режима при коэффициенте сопротивления движения: $f=0,05$ – асфальтобетон; $f=0,25$ – грунт; $f=0,65$ – преодоление уклона в 30° , и для технологического режима работы при подъеме колонны труб весом 100т.



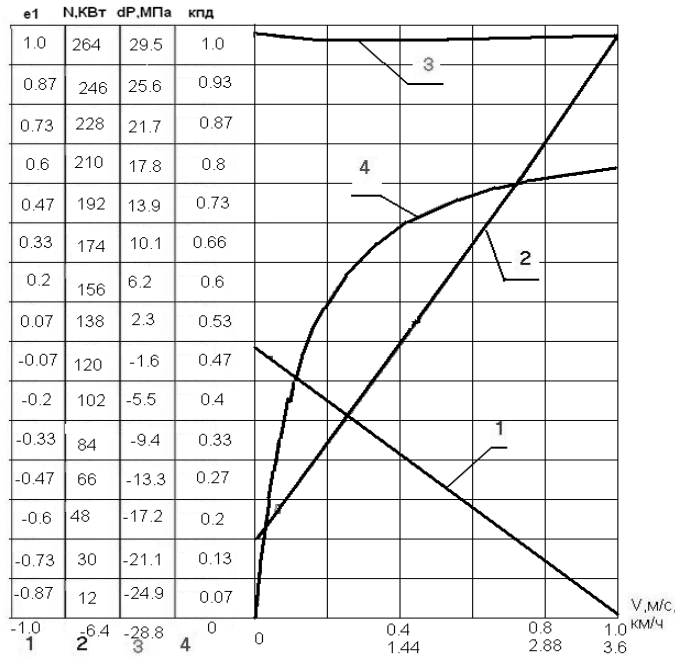
а)



б)



в)



г)

e_1 – параметр регулирования угла наклона шайбы насоса, КПД – коэффициент полезного действия трансмиссии, N - мощность ДВС, dP – давление в гидросистеме

Рисунок 3 – Основные характеристики двухпоточной гидрообъемно-механической трансмиссии: а – транспортный режим $f=0,05$ – асфальтобетон; б – транспортный режим $f=0,25$ – грунт; в – транспортный режим $f=0,65$ – преодоление уклона в 30^0 ; г – технологический режим: подъем груза $m=100т$

Выводы

1. Предложена принципиальная структурная и кинематическая схемы бесступенчатой двухпоточной гидрообъемно-механической трансмиссии ГОМТ с наибольшим КПД, на базе шасси КраЗ-63221-02, которая обеспечивает как бесступенчатое регулирование скоростью движения автомобиля, так и бесступенчатое управление подъемом и опусканием труб для нефтегазовых скважин
2. Разработана математическая модель бесступенчатой ГОМТ, которая реализована в пакете MATLAB/SIMULINK для движения автомобиля с разными сопротивлениями и в технологическом режиме подъема груза (труб) массой 100т.
3. Предложенная бесступенчатая ГОМТ рекомендуется для использования на установках подъемных автомобильных типа УПА-80, УПА-100.

Список литературы: 1. Энергетическая стратегия Украины на период до 2030 года. КМ Украины Распоряжение КМ от 15.03.2006 № 145-р. 2. Баграмов Р.А. / Буровые машины и комплексы – М.:”НЕДРА”,1988. – 501 с. 3. <http://www.neftcom.ru/catalog?item=82>. 4. Руководство по эксплуатации 69УПА.00.00.000.РЕ. Установка подъемная УПА-80ПХ. 5. Самородов В.Б. Генерация матричных моделей для гидрообъемно-механических трансмиссий произвольного вида // Системотехника автомобильного транспорта. - Харьков: ХГАДГУ. – 1999. – С.61–68. 6. Самородов В.Б. Научное обоснование структуры силовых матричных систем, моделирующих работу гидрообъемно-механических трансмиссий // Вестник ХГПУ. – Харьков: ХГПУ. – 2000. – №.47. – С.33-37. 7. Самородов В.Б. Основы теории автоматизированной генерации математических моделей трансмиссий // Механика и машиностроение. – Харьков: НТУ "ХПИ". – №1, 1998. – С.109-115. 8. Самородов В.Б. Системный подход к генерации математических матричных моделей для планетарных механических и гидрообъемно-механических трансмиссий произвольного вида // Вестник ХГПУ. – Харьков: ХГПУ. – 1999. – №.46. С.51–54. 9. Александров Е.Е., Самородов В.Б., 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.-185 с. 10. Александров Е.Е., Лебедев А.Т., Самородов В.Б. и др. Динамика транспортно-тяговых колесных и гусеничных машин // – Харьков: ХГАДГУ, 2001. –642 с. 11. Вісті Автомобільно-дорожнього інституту, 2009, № 2(9) с 141-148

Поступила в редколлегию 20.11.2012

УДК 629.114.026

Разработка и анализ бесступенчатой двухпоточной гидрообъемно-механической трансмиссии по критерию наибольшего КПД, автомобиля для ремонта нефтегазовых скважин / В. Б. Самородов, А. О. Островерх, А. П. Кожушко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування, 2012. – № 60 (966). – С. 105–111. – Бібліогр.: 11 назв.

Запропонована структурна, кінематична схема і математична модель безступінчастої двохпотокової гидрооб'ємно-механічної трансмісії автомобіля для ремонту нафтогазових свердловин, з найбільшим ККД, на базі шасі автомобіля КраЗ-63221-02.

Ключові слова: автомобіль, трансмісія, структурна, кінематична, безступінчаста

A flow, kinematics diagram and mathematical model of stepless double-flux gidroob'emno-mechanical transmission of car is offered for repair of neftegazovykh mining holes, with most KPD, on the base of undercarriage of car KrAZ-63221-02.

Key words: car, transmission, structural, kinematics, besstupenchataya.