

6-7-2019

A DYNAMIC CALCULATION OF A HYDRAULIC STEERING FOUR-WHEELED ENERGY-SATURATED UNIVERSAL PLOUGH TRACTOR TTZ-1033

G K. Annakulova

Institute of Mechanics and Seismic Strength of Structures at the Academy of Sciences of Uzbekistan

A. A. Togaev

Tashkent Institute for the Design, Construction and Operation of Roads

B Z. Astanov

Institute of Mechanics and Seismic Strength of Structures at the Academy of Sciences of Uzbekistan

Yu Shermukhamedov

Tashkent Institute for the Design, Construction and Operation of Roads

Follow this and additional works at: <https://uzjournals.edu.uz/ferpi>

Recommended Citation

Annakulova, G K.; Togaev, A. A.; Astanov, B Z.; and Shermukhamedov, Yu (2019) "A DYNAMIC CALCULATION OF A HYDRAULIC STEERING FOUR-WHEELED ENERGY-SATURATED UNIVERSAL PLOUGH TRACTOR TTZ-1033," *Scientific-technical journal*: Vol. 2 : Iss. 2 , Article 8.

Available at: <https://uzjournals.edu.uz/ferpi/vol2/iss2/8>

This Article is brought to you for free and open access by 2030 Uzbekistan Research Online. It has been accepted for inclusion in Scientific-technical journal by an authorized editor of 2030 Uzbekistan Research Online. For more information, please contact sh.erkinov@edu.uz.

MECHANICS

УДК 629.3.012

A DYNAMIC CALCULATION OF A HYDRAULIC STEERING FOUR-WHEELED ENERGY-SATURATED UNIVERSAL PLOUGH TRACTOR TTZ-1033.****G.K. Annakulova, *A.A. Togaev, **B.Z. Astanov, *Yu. Shermukhamedov****** Institute of Mechanics and Seismic Strength of Structures at the Academy of Sciences of Uzbekistan
* Tashkent Institute for the Design, Construction and Operation of Roads****ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО РУЛЕВОГО УПРАВЛЕНИЯ ЧЕТЫРЕХКОЛЕСНОГО ЭНЕРГОНАСЫЩЕННОГО УНИВЕРСАЛЬНО-ПРОПАШНОГО ТРАКТОРА ТТЗ-1033******Г.К. Аннакулова, * А.А. Тогаев, **Б.Ж. Астанов, *Ю.А. Шермухамедов******Институт механики и сейсмостойкости сооружений АН РУз
*Ташкентский институт по проектированию, строительству и эксплуатации автомобильных дорог****ТТЗ-1033 ТЎРТ ҒИЛДИРАКЛИ ЮҚОРИ ЭНЕРГИЯЛИ УНИВЕРСАЛ-ЧОПИҚ ТРАКТОРИНИНГ ГИДРАВЛИК РУЛ БОШҚАРМАСИНИ ДИНАМИК ҲИСОБИ******Г.К. Аннакулова, * А.А. Тогаев, **Б.Ж. Астанов, *Ю.А. Шермухамедов******Ўз. ФА. М.Т.Ўразбоев номидаги механика ва иншоотлар сеймик мустаҳкамлиги институти
*Тошкент автомобиль йўллари лойиҳалаш, қуриш ва эксплуатацияси институти**

Abstract. *The mathematical model and the results of dynamic calculation of a hydraulic steering four-wheeled energy-saturated universal plough tractor TTZ-1033 consisting of the distributor, pipelines and the steering mechanism-hydrocylinder are resulted in the article. Results of change pressure and flow rate in the hydrocylinder are presented. Results of dynamic calculation can be used at research of process of the tractor turn.*

Keywords: tractor, dynamic calculation, mathematical model, distributor, pipeline, hydrocylinder, pressure, hydraulic steering.

Аннотация В статье приводятся математическая модель и результаты динамического расчета гидравлического рулевого управления четырехколесного энергонасыщенного универсально-пропашного трактора ТТЗ-1033, состоящего из распределителя, трубопроводов и рулевого механизма-гидроцилиндра. Представлены результаты изменения давления и расхода в гидроцилиндре. Результаты динамического расчета могут быть использованы при исследовании процесса поворота трактора.

Ключевые слова: трактор, динамический расчет, математическая модель, распределитель, трубопровод, гидроцилиндр, давления, гидравлическое рулевое управление.

Аннотация Мақолада тақсимлагич, трубопроводлар ва рул механизми-гидравлик цилиндрдан иборат гидравлик рул бошқармасини математик модели ва динамик ҳисоби натижалари келтирилган. Гидравлик цилиндрдаги босим ва сарфнинг ўзгариши графиклари кўрсатилган. Динамик ҳисоб натижалари тракторнинг бурилиш жараёнини тадқиқот қилишда фойдаланиш мумкин.

Таянч сўзлар: трактор, динамик ҳисоб, математик модел, тақсимлагич, трубопровод, гидравлик цилиндр, босим, гидравлик рул бошқармаси.

Известно, что в хлопководстве для обеспечения вписываемости конструкции в междурядья с развитыми кустами хлопчатника, а также для обеспечения минимального

MECHANICS

радиуса поворота с целью минимизации разворотной полосы широко используются трехколесные универсально-пропашные тракторы. Вместе с тем, как показала практика, трехколесные трактора имеют ряд существенных недостатков перед четырехколесными тракторами [1], главные из них: низкая поперечная устойчивость; негативное техногенное воздействие на почву; перегрузка передних шин; недопустимость применения на транспортных работах из-за их низкой устойчивости; низкая годовая загрузка. Решая вопрос уменьшения радиуса поворота и недостаточного агротехнического просвета под балкой переднего моста можно полностью использовать вышеприведенные преимущества 4-х колесных тракторов в зоне хлопкосеяния.

В СКБ «Трактор» предлагается конструкция переднего моста с регулируемым клиренсом и гидравлическим рулевым управлением (ГРУ), обеспечивающим поворот колес с максимальным углом (рис.1).

Для рассмотрения процесса поворота трактора, необходимо изучить работу ГРУ, состоящего из гидравлического рулевого привода и рулевого механизма (рулевая трапеция и стойка переднего моста).

Исследование динамики ГРУ, позволяет уточнить выбранные конструктивные параметры элементов ГРУ, определить изменение радиуса поворота, поворотной полосы, величин значений потребляемой мощности, надежности всех систем, связанных с процессом поворота. Теоретическое исследование динамических характеристик ГРУ осуществляется с помощью математической модели на основе элементарно-узлового метода [2]. Согласно этому методу ГРУ расчленяется на элементы, математически описывается каждый элемент (распределитель, трубопровод, рулевой механизм-гидроцилиндр) и далее они соединяются согласно принятой схеме соответствующими граничными условиями.

В статье [3] на основе использования метода замкнутых векторов нами выведены

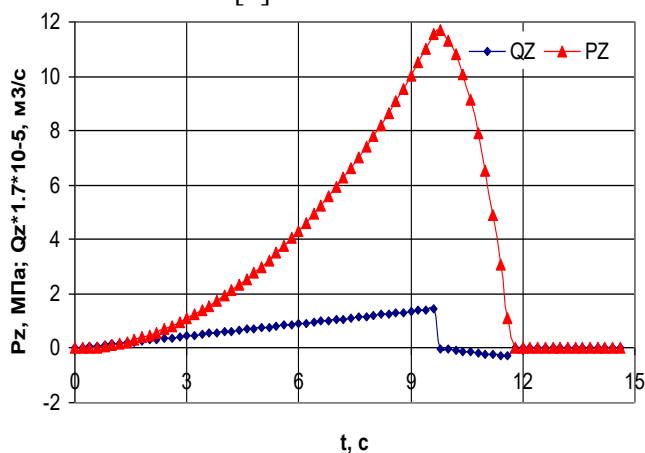


Рис.2 Динамические характеристики ГРУ.

дифференциальных уравнений (2):

$$\begin{cases} \frac{d(m_p / 2v_2^2 + j_p / 2\omega_2^2)}{dl_2} = P_{Jb} - k_{\%} v_2 - P_{Tm} \sin v_2 - P_c \\ \frac{dp_i}{dt} = \frac{E_c (Q_i - v_2 F_i)}{v_{oi} + l_2 F_i} \\ \frac{dp_j}{dt} = \frac{E_c (v_2 F_j - Q_j)}{v_{oj} + (l_{\max} - l_2) F_2} \end{cases} \quad (1)$$

где

аналитические зависимости кинематических параметров рассматриваемой рулевой трапеции.

Для исследования в качестве звена привода взята кулиса, совершающая сложное вращательно-поступательное движение.

Составим уравнения движения механизма методом приведения масс и сил сопротивления к конкретному звену. Пусть звеном привода является шток гидроцилиндра (рис.2.2), т.е. звено $l_2=l_2(t)$. Тогда динамика гидроцилиндра описывается следующей системой

MECHANICS

$$m_{np} = \sum_{i=2}^n m_i (v_i / v_2) + j_i (\omega_i / \omega_2)^2, \quad (2)$$

$$j_{np} = \sum_{i=2}^n m_i (v_i / \omega_2)^2 + j_i (\omega_i / \omega_2)^2, \quad (3)$$

$$P_\partial = p_1 F_1 - p_2 F_2, \quad (4)$$

$$P_c = \sum_{i=2}^n P_i v \cos \varphi_i / v_2 + M_i \omega_i / v_2 \quad (5)$$

m_{np}, j_{np} - приведенные к штоку гидроцилиндра массы и моменты инерции перемещающихся частей; l_2, v_2, ω_2 - перемещение, скорость и угловая скорость штока гидроцилиндра; k_B - коэффициент вязкого трения; $P_{тр}$ - коэффициент сухого трения; P_d - движущая сила, действующая на поршень гидроцилиндра; P_c - приведенные к штоку гидроцилиндра силы сопротивления; p_1, p_2 - давления в напорной и сливной полостях гидроцилиндра; F_1, F_2 - эффективные площади в напорной и сливной полостях; m_i - масса i -того звена; j_i - момент инерции i -того звена относительно оси, проходящей через центр масс; v_i - скорость центра тяжести i -того звена; ω_i - угловая скорость i -того звена; P_i, M_i - величины активных сил и моментов, действующих на звенья; φ_i - угол между направлениями сил P_i и скоростью v_i ; l_i - длина i -того звена.

Координаты центра масс рассматриваемого устройства можно определить по формуле

$$\left. \begin{aligned} x_u &= \sum G_i x_i / \sum G_i \\ y_u &= \sum G_i y_i / \sum G_i \\ i &= 2 \dots n \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

Для исследования движения жидкости в трубопроводе выбрана модель, где жидкость принимается сжимаемой и сосредоточенной в одном или двух объемах малой протяженности (система с сосредоточенными параметрами с учетом податливости элементов гидросистемы). В данной модели имеется возможность учета сжимаемости пузырьков нерастворенного воздуха (4).

$$\frac{dQ}{dt} = -\frac{f}{\rho} \frac{dp}{dx} - 27,5 \frac{\mu l}{\rho f} Q - 0,443 \frac{k_\varepsilon \cdot l}{f^{3/2}} Q^2, \quad (7)$$

$$\frac{dp}{dt} = -\left(\frac{E_c \delta_T E_T}{E_T \delta_T + d_T E_c} \right) \frac{1}{f} \frac{dQ}{dx}, \quad (8)$$

где p и Q - давления и расход жидкости; t - время; x - координаты вдоль оси магистрали; ρ и E_j - плотность модуль объемной упругости жидкости; d_T, δ_T, E_T - соответственно диаметр, толщина стенки и модуль упругости материала трубопровода; k_ε - коэффициент аппроксимации, значение которого зависит от относительной шероховатости ε гидравлических магистралей; f и l площадь и длина трубопровода, μ - динамическая вязкость жидкости.

Расход через распределитель определяется зависимостью (3):

$$Q_p = \mu f(y) \sqrt{2|p_n - p| / \rho \sin(p_n - p)}, \quad (9)$$

где p_n - давление, создаваемое насосами, $f(y)$ - площадь проходного сечения, μ - коэффициент расхода.

Площадь проходного сечения распределителя можно аппроксимировать следующей характеристикой:

MECHANICS

$$f(y) = \begin{cases} 0, & \text{при } t < \tau \\ \pi d_y^2 (t - \tau) / (4(t_k - t)), & \text{при } \tau \leq t \leq t_k, \\ \pi d_y^2 / 4, & \text{при } t > t_k \end{cases}$$

где d_y - условный проход, τ - время запаздывания, t_k - время полного открытия прохода.

Начальные условия и граничные условия для рассматриваемой задачи имеют вид. Начальные условия: $t=0$, $\tau=0,2$, $t_k=2$, $p_p = 10$ МПа, $p_{вх} = Q_{вх} = p_{вых} = Q_{вых} = l_2 = v_2 = \omega_2 = p_1 = p_2 = 0$.

Граничные условия для распределителя: на входе задается давление насоса p_n , на выходе расход Q_p ; для трубопровода длиной l : при $x=0$, $Q_T=Q_p$, $dp_T/dt=0$; при $x=l$, $dQ_T/dt=0$, $p_T=p_i$; для гидроцилиндра: на входе $Q_i=Q_T(l)$, P_c ; на выходе p_i , p_j , v_2 , l_2 .

Таким образом, система уравнений 1-9 совместно с начальными и граничными условиями представляет собой математическую модель рассматриваемого ГРУ.

На рис. 2 приведены результаты расчета динамических характеристик ГРУ. При расчетах были приняты следующие значения параметров: $\rho=850$ кг/м³, $E_{ж}=0,168 \times 10^{10}$ Па, $d_m=0,012$ м, $\delta_m=0,001$ м, $E_m=0,15 \times 10^{12}$ Па, $k_\epsilon=0,023$, $L=3,675$ м, $v=2,2$ 1/с, $l_{max}=0,40$ м, $d_{ц}=0,08$ м, $d_{штока}=0,04$ м, $k_b=40$ нс/м, $P_{тр}=200$ н, $\mu=0,5$, $\tau=0,5$ с, $d_y=0,01$ м, $m_3=350$ Н, $m_4=m_6=40$ Н, $m_5=60$ Н, $m_7=930$ Н, $m_8=m_{колесо}+m_{стойка}=1090$ Н, $m_{пм}=3600$ Н, $F_1=1,96 \times 10^{-3}$ м², $F_2=7 \times 10^{-4}$ м², $V_a=3,0$ м/с.

Представленная математическая модель, начальные и граничные условия, результаты динамического расчета будут исходными данными при исследовании процесса поворота четырехколесного энергонасыщенного универсально-пропашного трактора ТТЗ-1033.

Список литературы

- [1]. Ахметов А.А. Передние мосты универсально-пропашных тракторов хлопкового назначения. – Ташкент: Фан, 2014. – 176 с.
- [2]. Шермухамедов А.А. Разработка научных основ моделирования рабочих процессов в гидравлических приводах грузовых мобильных машин, эксплуатируемых в экстремальных условиях. Дисс....докт.техн.наук: 05.05.03. –Защищена 03.11.2000; Утв.31.05.01; 04№003421. -Ташкент, 2000. -299 с.:ил.-Библиогр.: с.242-264.
- [3]. А.А.Шермухамедов, Г.К.Аннакулова, Б.Ж.Астанов, Ю.А.Шермухамедов. Кинематика рулевой трапеции четырехколесного энергонасыщенного универсально-пропашного трактора ТТЗ-1033 // Вестник ТАДИ. № 1, 2018.
- [4]. Метлюк Н.Ф., Автушко В.П. Динамика пневматических и гидравлических приводов автомобилей. -М.: Машиностроение, 1980. -231 с.