

УДК 621.8

EDN: GECFTP

## ДИНАМИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОТЫ ПЛАНЕТАРНОГО МЕХАНИЗМА ПРИВОДА ГУСЕНИЧНОГО ЭКСКАВАТОРА

**И.А. Исмагов**ORCID: 0000-0003-2176-6219 e-mail: [ismatov.ismoiljon@mail.ru](mailto:ismatov.ismoiljon@mail.ru)Таджикский технический университет им. акад. М.С. Осими  
*Душанбе, Таджикистан***Б.Н. Акрамов**ORCID: 0000-0002-0049-0463 e-mail: [akramov57@bk.ru](mailto:akramov57@bk.ru)Таджикский технический университет им. акад. М.С. Осими  
*Душанбе, Таджикистан***К.З. Тиллоев**ORCID: 0000-0001-7237-2370 e-mail: [kudratullo.tilloev@bk.ru](mailto:kudratullo.tilloev@bk.ru)Таджикский технический университет им. акад. М.С. Осими  
*Душанбе, Таджикистан***М.А. Тошев**ORCID: 0000-0002-4400-8050 e-mail: [mirzo.toshev1965@gmail.com](mailto:mirzo.toshev1965@gmail.com)Таджикский технический университет им. акад. М.С. Осими  
*Душанбе, Таджикистан*

Проведено динамическое исследование планетарного механизма привода гусеничного экскаватора на основе уравнения Лагранжа второго рода. Гусеничные экскаваторы, имея хорошее сцепление с грунтами и возможность работать на самых сложных из них, позволяют вести земляно-строительные работы круглый год даже в самых сложных погодных условиях. Выбрана конкретная схема планетарного зубчатого механизма с желательным передаточным числом для конкретной модели экскаватора. Проведен кинематический синтез механизма с определением числа зубьев колес и сателлитных блоков. Для расчета выбран ходовой механизм гусеничного экскаватора модели *XE215CLL* и двигателем *BD-6BG1TRP*. В соответствии с параметрами выбранной машины определена силовая нагрузка на исследуемый планетарный механизм. Проведено конструирование механизма с использованием методов деталей машин, выполнен расчет массово-геометрической характеристики звеньев планетарного механизма. Представлена динамическая модель планетарного механизма, установлен закон движения всех его звеньев. Разработанная методика может быть применена также для колесных экскаваторов.

**Ключевые слова:** динамическая модель, планетарный механизм, уравнение Лагранжа второго рода, кинематический синтез, массы звеньев, моменты инерции звеньев, силовая нагрузка, приведенные сила и массы, гусеничный экскаватор, привод ходового механизма.

**ДЛЯ ЦИТИРОВАНИЯ:** Исмагов, И.А. Динамическое моделирование работы планетарного механизма привода гусеничного экскаватора / И.А. Исмагов, Б.Н. Акрамов, К.З. Тиллоев, М.А. Тошев // Труды НГТУ им. Р.Е. Алексеева. 2024. № 2. С. 102-110. EDN: GECFTP

## DYNAMIC SIMULATION OF CRAWLER EXCAVATOR PLANETARY DRIVE MECHANISM

**I.A. Ismatov**ORCID: 0000-0003-2176-6219 e-mail: [ismatov.ismoiljon@mail.ru](mailto:ismatov.ismoiljon@mail.ru)Tajik Technical University n.a. academician M.S. Osimi  
*Dushanbe, Tajikistan*

**B.N. Akramov**

ORCID: **0000-0002-0049-0463** e-mail: **akramov57@bk.ru**

Tajik Technical University n.a. academician M.S. Osimi

*Dushanbe, Tajikistan*

**K.Z. Tilloev**

ORCID: **0000-0001-7237-2370** e-mail: **kudratullo.tilloev@bk.ru**

Tajik Technical University n.a. academician M.S. Osimi

*Dushanbe, Tajikistan*

**M.A. Toshev**

ORCID: **0000-0002-4400-8050** e-mail: **mirzo.toshev1965@gmail.com**

Tajik Technical University n.a. academician M.S. Osimi

*Dushanbe, Tajikistan*

The paper presents a dynamic study of the planetary drive mechanism of a crawler excavator based on the formulation of the Lagrange's equation of the second kind. Crawler excavators have good traction and can handle the heaviest soils. They can carry out excavation work all year round, even in the most difficult weather conditions. A planetary gear mechanism with a desired gear ratio was selected for a specific excavator model. A kinematic synthesis of the mechanism was carried out with the determination of the number of gear teeth and satellite blocks. The running gear of the XE215CLL crawler excavator with the BD-6BG1TRP engine was selected for the calculation. The power load on the planetary mechanism under study is determined according to the parameters of the selected excavator. The mechanism was designed using the methods of machine parts. The calculation of the mass geometric characteristics of the links of the planetary mechanism was performed. A dynamic model of the planetary mechanism was compiled based on the Lagrange's equation of the second kind. The law of motion of all links of the planetary mechanism was determined. The developed technique can also be applied to wheeled excavators.

**Key words:** dynamic model, planetary mechanism, Lagrange's equation of the second kind, kinematic synthesis, masses of links, moments of inertia of links, power load, reduced force and mass, crawler excavator, running gear drive.

**FOR CITATION:** I.A. Ismatov, B.N. Akramov, K.Z. Tilloev, M.A. Toshev. Dynamic simulation of crawler excavator planetary drive mechanism. Transactions of NNSTU n.a. R.E. Alekseev. 2024. № 2. Pp. 102-110. EDN: GECFTP

## Введение

Привод ходовых механизмов колесных экскаваторов является сложной структурой, располагающейся на ходовом оборудовании. Механизм поворота колесного экскаватора состоит из редуктора поворота, установленного в расточку поворотной платформы. Редуктор поворота включает гидромотор, корпус и тормоз. В корпусе, сделанном как колесо внутреннего зацепления, есть два параллельно выполненных планетарных механизма [1].

Привод гусеничных экскаваторов осуществляется зубчатым венцом от гидромотора через планетарный редуктор. Планетарный механизм реализуется в связи с большими силовыми нагрузками на ходовой части гусеничного экскаватора, особенно в весенний, осенний и зимней периоды. Его наличие в приводе ходовой части позволяет регулировать движение экскаватора без нарушения режима работы двигателя. Привод состоит из гидромотора, который напрямую соединен с центральным колесом и тормозом. Подвижная часть корпуса соединена с неподвижным основанием через два подшипника – роликовый двухрядный и упорный шариковый. Защита от загрязнения внутренней полости привода обеспечивается двухсоставным уплотнением. Фиксированная часть корпуса скреплена с гусеничной рамой резьбовым соединением. Зубчатый венец, приводящий в движение гусеничную ленту экскаватора, заводится гидромотором через посредство вышеуказанных планетарных механизмов от [2-3].

Рассмотрим динамическое моделирование работы планетарного механизма привода гусеничного экскаватора. Планетарными называются многозвенные зубчатые механизмы с подвижными осями колес (сателлитные колеса) и рычажным звеном, вращающим оси этих колес

– водилом Н. Главный признак этих механизмов – единичная степень свободы. В основном они предназначены для передачи и преобразования вращательного движения. Колеса 1 и 3, находящиеся на главной оси механизма (вход – выход), называются центральными. Неподвижное центральное колесо 3 именуется опорным (рис. 1). Такие механизмы могут обеспечить значительное снижение скорости и одновременно значительное увеличение крутящего момента. Вал водила планетарного механизма вращается с высокой скоростью. Планетарный механизм обеспечивает высокий крутящий момент и имеет компактную конструкцию, малые габариты и массу. Он используется для тихоходного оборудования и оборудования с высоким крутящим моментом, при этом двигатель внутреннего сгорания или другая высокоскоростная рабочая машина сцеплены с зубчатыми колесами на входном валу планетарного механизма для достижения замедления скорости выходного вала. Передаточное отношение простого одноступенчатого планетарного редуктора составляет от 3 до 10. Для оптимального решения задачи динамического моделирования механизма привода гусеничного экскаватора передаточное число планетарного механизма выбрано  $U_{1H}=6$  [4].

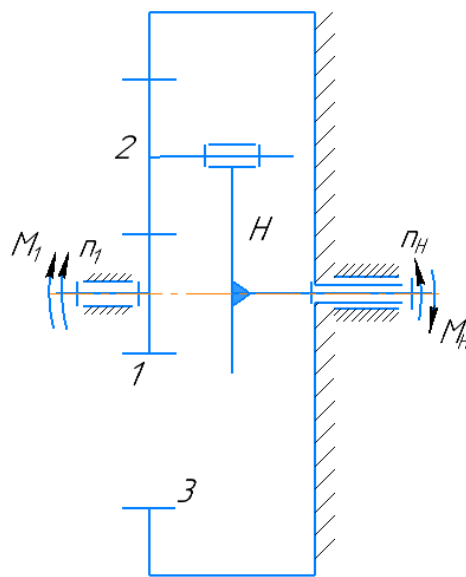


Рис. 1. Планетарный механизм

Fig. 1. Planetary mechanism

Перейдем к расчету конкретной конструкции. Вначале спроектируем планетарный редуктор на основе известных методов «Теории машин и механизмов» [5].

#### Метод исследования

Определяем передаточный число обращенного механизма по формуле тождества:

$$U_{13}^H = 1 - U_{1H} = 1 - 6 = -5$$

Определяем передаточный число механизма по число зубьев:

$$U_{13}^H = U_{12}^H \cdot U_{23}^H = \left( -\frac{z_2}{z_1} \right) \cdot \left( \frac{z_3}{z_2} \right) = -\frac{z_2 \cdot z_3}{z_1 \cdot z_2} = -\frac{z_3}{z_1} = -5$$

Все эпициклические механизмы из цилиндрических колес – соосные, поэтому должно выполняться условие соосности: ось входного звена и ось выходного звена механизма должны лежать на одной геометрической линии.

$$z_1 + z_2 = z_3 - z_2 \quad (1)$$

$$z_2 = \left( \frac{z_3}{z_1} - 1 \right) \cdot \frac{1}{2} = (5 - 1) \cdot \frac{1}{2} = 2$$

Из уравнения видно, что колесо 1 самое маленькое, и для его зубьев принимаем произвольно:  $z_1 = 20$ :

$$z_3 = z_1 \cdot \left( -\frac{z_3}{z_1} \right) = 20 \cdot 5 = 100$$

$$z_2 = z_1 \cdot 2 = 20 \cdot 2 = 40$$

В итоге  $z_1=20$ ,  $z_2=40$ ,  $z_3=100$ .

Определяем число сателлитных колес в механизме по условию соседства и сборки:

$$(K_C)_{\max} \leq \frac{180^0}{\arcsin\left(\frac{z_2 + 2}{z_2 + z_1}\right)} = \frac{180^0}{\arcsin\left(\frac{40 + 2}{40 + 20}\right)} = 4$$

$$\frac{z_1 \cdot U_{1H}}{K_C} \cdot (1 + K_C \cdot N) = M$$

$$\frac{20 \cdot 6}{4} \cdot (1 + 4 \cdot 0) = 30$$

Механизм при  $K_C=4$  собирается.

Определяем угол между сателлитными колесами:

$$\varphi = \frac{360^0}{K_C} = \frac{360^0}{4} = 90^0$$

Определяем коэффициент полезного действия механизма:

$$\eta_{1H} = 1 - |1 - U_{H1}| \cdot \psi_H = 1 - |1 - 0,84| \cdot 0,05 = 0,95$$

$$\psi_H = 1 - \eta_{13}^H = 1 - 0,95 = 0,05$$

$$\eta_{13}^H = \eta_{12}^H \cdot \eta_{23}^H = 0,97 \cdot 0,98 = 0,95$$

$$U_{H1} = \frac{1}{U_{1H}} = \frac{1}{6} = 0,84$$

Принимаем для данного механизма модели экскаватора ЭКС.ХЕ215 CLL модель двигателя. ВД-6ВГ1ТРР с параметрами  $N_{дв}=106,5$  кВт,  $n_{дв}=1950$  об/мин.

Проводим кинематический расчет привода.

Частота вращения на валах механизма:  $n_1=n_{дв}=1950$  об/мин.

$$n_2 = \frac{n_1}{U_{12}^H} = \frac{1950}{2} = 975 \text{ об/мин}$$

$$n_H = \frac{n_1}{U_{1H}} = \frac{1950}{6} = 325 \text{ об/мин}$$

Угловая скорость на валах механизма определяется по формуле (2):

$$\omega = \frac{\pi n}{30} \tag{2}$$

$$\omega_1 = 204,1 \text{ р/с}, \quad \omega_2 = 102,05 \text{ р/с}, \quad \omega_H = 34,016 \text{ р/с}$$

Крутящий момент на валах механизма:

$$T_1 = \frac{N_1}{\omega_1} = \frac{106,5 \cdot 10^3}{204,1} = 521,8 \text{ Нм}$$

$$T_2 = T_1 \cdot \eta_{12}^H \cdot U_{12}^H = 521,8 \cdot 0,97 \cdot 2 = 1012,3 \text{ Нм}$$

$$T_H = T_1 \cdot U_{1H} \cdot \eta_{1H} = 521,8 \cdot 6 \cdot 0,95 = 2974,26 \text{ Нм}$$

Мощности на валах механизма:

$$N_1 = N_{дв} = 106,5 \text{ кВт}$$

$$N_2 = N_1 \cdot \eta_{12}^H \cdot \eta_{под} = 106,5 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 102,27 \text{ кВт}$$

$$N_H = T_H \cdot \omega_H = 2974,26 \cdot 10^{-3} \cdot 34,016 = 101,17 \text{ Нм}$$

Проводим конструирование данного механизма методами курса «Детали машин и основе конструирование» [6-7]. Получаем следующие результаты:

- делительные диаметры:  $d_1 = 160 \text{ мм}$   $d_2 = 320 \text{ мм}$   $d_3 = 800 \text{ мм}$  и ширина зуба колес  $b = 60 \text{ мм}$ ;
- диаметры головок зубьев:  $d_{a_1} = 176 \text{ мм}$   $d_{a_2} = 336 \text{ мм}$   $d_{a_3} = 784 \text{ мм}$ ;
- диаметры ножек зубьев:  $d_{f_1} = 140,8 \text{ мм}$   $d_{f_2} = 300,8 \text{ мм}$   $d_{f_3} = 819,2 \text{ мм}$ .

Диаметр валов под зубчатые колеса находим из проектировочного расчета на чистое кручение по пониженному допускаемому напряжению (это позволяет на этапе проектировочного расчета не учитывать влияние изгибных напряжений). Для валов из сталей 40, 15 и Ст6 принимают величину  $[\tau_K] = 15 \div 20 \text{ Мпа}$ . Полученный диаметр вала – формула (3) (после стандартизации) позволяет подобрать подшипники качения:

$$d_e = \sqrt[3]{\frac{16M}{\pi[\tau_K]}} \quad (3)$$

где  $d_{e_1} = 50 \text{ мм}$ ,  $d_{e_2} = 60 \text{ мм}$ ,  $d_{e_H} = 90 \text{ мм}$ .

Подбираем подшипники для валов, параметры которых представлены в табл. 1.

**Таблица 1.**  
**Параметры подшипников**

**Table 1.**  
**Bearing parameters**

Условное обозначение	Диаметр внутренней кольцо подшипника (d), мм	Диаметр наружного кольцо подшипника (D), мм	Ширина подшипника (B), мм
310	50	110	27
312	60	130	31
318	90	190	43

Необходимо определить массу и моменты инерции элементов планетарного механизма. Если объем зуба равен объему впадин, то суммарный объем рассчитываем по формуле (4):

$$V_{f_i} = \left[ \left( \frac{d_{a_i}}{2} \right)^2 - \left( \frac{d_{f_i}}{2} \right)^2 \right] \cdot \pi \cdot b, \quad (4)$$

где  $V_{f_1} = 262614,52 \text{ мм}^3$ ,  $V_{f_2} = 527881,72 \text{ мм}^3$ .

Определяем объем внутреннего цилиндра с учетом отверстия для подшипников вала по формуле (5):

$$V_{O_i} = \left[ \left( \frac{d_{f_i}}{2} \right)^2 - \left( \frac{d_{e_i}}{2} \right)^2 \right] \cdot \pi b, \quad (5)$$

где  $V_{O_1} = 363830,544 \text{ мм}^3$ ,  $V_{O_2} = 3465648,144 \text{ мм}^3$ .

Определяем объем зубчатых колес по формуле (6):

$$V_1 = V_{f_1} + V_{o_1}, \quad (6)$$

где  $V_1 = 626445,064 \text{ мм}^3$ ,  $V_2 = 3993529,864 \text{ мм}^3$ .

Определяем массу зубчатых колес механизма по формуле (7):

$$m_1 = V_1 \cdot \rho, \quad (7)$$

где  $m_1 = 4,94 \text{ кг}$ ,  $m_2 = 31,5 \text{ кг}$ .

Определяем момент инерции зубчатых колес механизма по диаметру вершин зубьев  $J_1$ , по диаметру впадин зубьев  $J_2$ , по отверстию установки подшипников вала  $J_3$ . Окончательная формула для расчета момента инерции колеса имеет вид:

$$J_K = \frac{J_1 - 3J_2 + J_3}{2}, \quad (8)$$

где  $J_{K_1} = 0,00818 \text{ кг} \cdot \text{м}^4$ ,  $J_{K_2} = 0,3 \text{ кг} \cdot \text{м}^4$ .

### Определение массы и момента инерции водила

Определяем общую длину насаживаемого одной ветви водила на механизме:

$$L = H + 50 - 150 = 240 + 50 - 105 = 185 \text{ мм}.$$

Площадь одной ветви водила с учетом отверстия подшипника:

$$S_H = lb = 185 \cdot 80 = 14800 \text{ мм}^2.$$

Площадь отверстия для вставки подшипника:

$$S_O = \pi R^2 = 3,14 \cdot 30^2 = 2826 \text{ мм}^2.$$

Общая площадь одной ветви водила:

$$S_{H'} = S_H - S_O = 14800 - 2826 = 11974 \text{ мм}^2.$$

Определяем общий объем одной ветви водила:

$$V' = S_{H'} \cdot a = 11974 \cdot 10 = 119740 \text{ мм}^3.$$

Определяем массу одной ветви водила:

$$m' = V' \rho = 119740 \cdot 10^{-9} \cdot 7,9 \cdot 10^3 = 0,945 \text{ кг}.$$

Определяем объем и массу центральной части водила для посадки подшипника:

$$V'' = \pi (R^2 - r^2) \cdot a' = 3,14 (105^2 - 90^2) \cdot 50 = 314000 \text{ мм}^3,$$

$$m'' = V'' \rho = 314000 \cdot 10^{-9} \cdot 7,9 \cdot 10^3 = 2,48 \text{ кг}.$$

Определим общую массу водила:

$$m_H = 4m' + m'' = 4 \cdot 0,945 + 2,48 = 6,2 \text{ кг}.$$

Определяем центр тяжести одной ветви водила (рис. 2):

$$X_C = \frac{x_1 s_1 - x_2 s_2}{s_1 - s_2} = \frac{92,5 \cdot 14800 - 50 \cdot 2826}{14800 - 2826} = 102,53 \text{ мм},$$

здесь,  $S_1$  – площадь прямоугольной части одной ветви водила;  $S_2$  – площадь центрального кольца водила;  $x_1$  и  $x_2$  – координаты центров тяжести вышеуказанных элементов водило.

По теореме Штейнера находим момент инерции водила  $H$  относительно оси вращения [8]:

$$J = J_H + m x_1^2,$$

где  $J_H$  – момент инерции водила относительно его центр тяжести,  $x_1$  – расстояние от оси вращения водила до его центра тяжести. Из расчета найдем момент инерции водила относительно оси вращения:

$$J_{H(OK)} = J_0 + J_{кол} = 0,143 + 0,00124 = 0,144 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

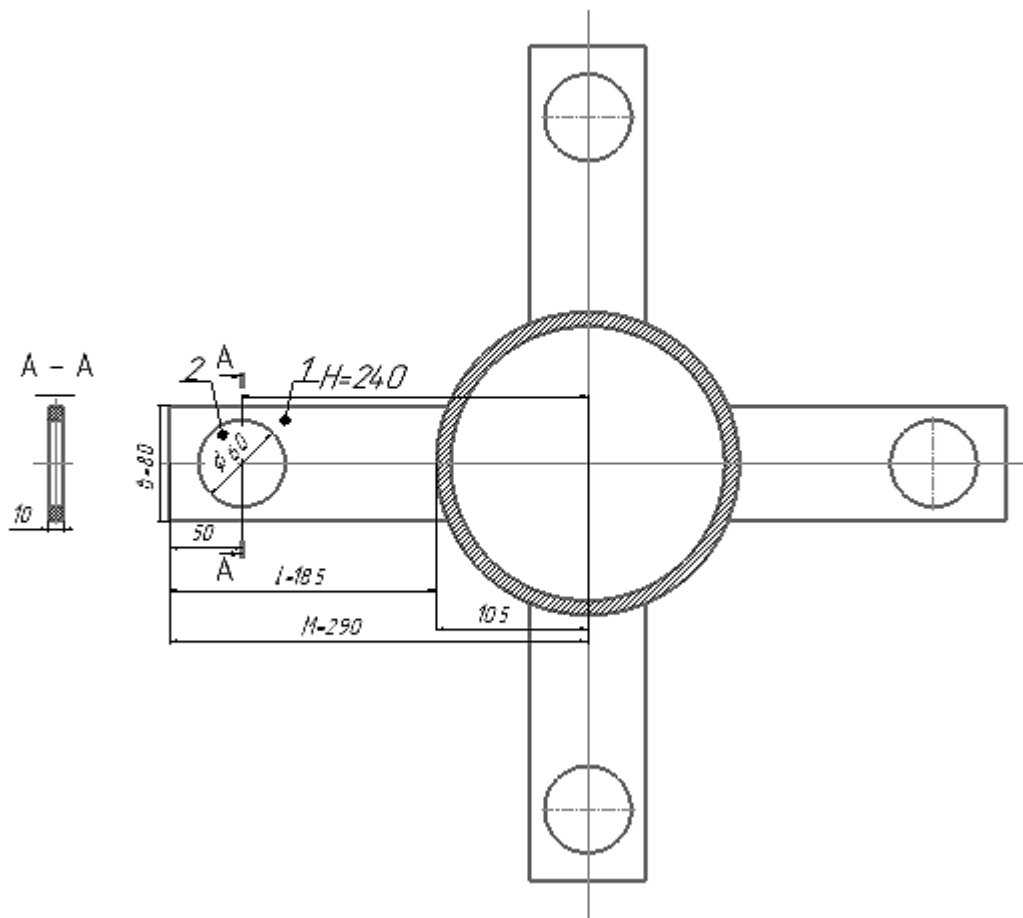


Рис. 2. Схема водила планетарного механизма

Fig. 2. Planetary mechanism carrier diagram

Находим кинетическую энергию всех подвижных частей механизма по формуле:

$$T = \frac{J_1 \omega_1^2}{2} + 4 \left( \frac{m_2 v_{C2}^2}{2} + \frac{J_2 \omega_2^2}{2} \right) + \frac{J_H \omega_H^2}{2}.$$

Получаем  $T = 5269,6$  Дж.

Вычислим приведенный к оси ведущего вала момент инерции подвижных частей механизма:

$$J_{np} = J_1 + 4m_2 \frac{z_1^2 H^2}{(z_1 + z_2)^2} + 4J_2 \left( \frac{z_1 \cdot z_3 - z_2}{z_2 \cdot z_1 + z_3} \right)^2 + J_H \frac{z_1^2}{(z_1 + z_3)^2}$$

Расчет дает  $J_{np} = 0,821$  кг м<sup>2</sup>.

### Результаты исследования

Угловое ускорение ведущего вала  $\varepsilon_1 = \varphi_1''$  найдем из динамического уравнения Лагранжа второго рода:

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_1} \right) - \frac{\partial T}{\partial \varphi_1} = \theta \varphi_1, \quad (9)$$

где  $\frac{\partial T}{\partial \varphi_1} = 0$ ,  $\frac{\partial T}{\partial \varphi_1'} = J_{np} \varphi_1'$ .

Переходим к определению обобщенной силы. Действующая нагрузка: вес подвижных частей, приложенный в точке, совпадающей на прямой и совпадающей с осями ведущего и ведомого валов; движущий момент  $M_1$ , приложенный к ведущему валу и момент сил полезного сопротивления  $M_H$ , приложенный к выходному валу. Обобщенную силу  $\theta \varphi_1$  при заданном значении обобщенной координаты  $\varphi_1$  получим сообщением углу  $\varphi_1$  малого приращения  $\delta \varphi_1$ . Найдем сумму элементарных работ действующих сил на этом возможном перемещении. В нее войдет положительная работа движущего момента  $M_1$  и отрицательная работа момента сил полезного сопротивления  $M_H$  [9-11]:

$$\delta A \varphi_1 = M_1 \delta \varphi_1 - M_H \delta \varphi_H. \quad (10)$$

Зависимость между угловыми перемещениями ведущего и ведомого валов совпадает с отношением их угловых скоростей:

$$\delta \varphi_H = \frac{z_1}{z_1 + z_3} \delta \varphi_1,$$

тогда:

$$\delta A \varphi_1 = \left( M_1 - M_H \frac{z_1}{z_1 + z_3} \right) \delta \varphi_1.$$

Обобщенная сила составит:

$$\theta \varphi_1 = \frac{\delta A \varphi_1}{\delta \varphi_1} = M_1 - M_H \frac{z_1}{z_1 + z_3} = 521,8 \cdot 10^3 - 2974,26 \cdot 10^3 \cdot \frac{20}{20 + 100} = 26,09 \text{ Дж.}$$

Подставляя все найденные значения, получим:

$$J_{np} \varphi_1'' = \frac{\delta A \varphi_1}{\delta \varphi_1} = M_1 - M_H \frac{z_1}{z_1 + z_3} = 521,8 \cdot 10^3 - 2974,26 \cdot 10^3 \cdot \frac{20}{20 + 100} = 26,09 \text{ Дж.}$$

Угловое ускорение входного вала найдем по формуле:

$$\varepsilon_1 = \varphi_1'' = \frac{M_1 - M_H \frac{z_1}{z_1 + z_3}}{J_1 + 4m_2 \frac{z_1^2 H^2}{(z_1 + z_3)^2} + 4J_2 \left( \frac{z_1}{z_2} - \frac{z_3 - z_2}{z_1 + z_3} \right)^2 + J_H \frac{z_1^2}{(z_1 + z_3)^2}}.$$

Подставив необходимые величины, получим:

$$\begin{aligned} \varepsilon_1 = \varphi_1'' &= 126,7 \text{ p/c}^2, \\ \varepsilon_2 = \varphi_2'' &= -\frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{z_3 - z_2}{z_1 + z_2} \varepsilon_1 = -\frac{20}{40} \cdot \frac{100 - 40}{20 + 40} \cdot 126,7 = -63,35 \text{ p/c}^2, \\ \varepsilon_H = \varphi_H'' &= \frac{z_1}{z_1 + z_3} \varepsilon_1 = \frac{20}{20 + 100} \cdot 126,7 = 21,12 \text{ p/c}^2. \end{aligned}$$

Из  $M_1 \geq M_H \frac{z_1}{z_1 + z_3}$  следует, что звенья механизма имеют ускоренное движение (знаки угловых ускорений совпадают со знаками угловых скоростей).

### Выводы

Рассмотрена методика получения динамической модели планетарного механизма на основе методов дисциплин «Теория машин и механизмов», «Детали машин», «Сопротивление материалов» и «Теоретическая механика». Она включает: выбор схемы механизма на основе его кинематических возможностей, кинематический синтез планетарного механизма, силовой анализ с определением КПД механизма, выбор необходимых материалов, конструкторский



расчет на основе контактного прочностного изгибающей выносливости, определение масс и моментов инерции звеньев, составлении динамической модели путем расчета приведенных обобщенных сил на основе обобщенных координат.

Решение составленного уравнения Лагранжа второго рода позволяет получить зависимость движения выходных и промежуточных звеньев планетарного механизма в явном виде. Расчет по данной методике позволяет точнее согласовать режимы работы экскаватора с условиями его работы (силовыми нагрузками) в любое время года и в любых погодных условиях.

### Библиографический список

1. **Баловнев, В.И.** Машины для земляных работ: контракция, расчет, потребительские свойства. Кн. 1. Экскаваторы и землеройно-транспортные машины: учебное пособие для вузов / В.И. Баловнев, С.Н. Глаголев, Р.Г. Данилов и др. – Белгород: Изд-во БГТУ, 2011. – 401 с.
2. **Домбровский, Н.Г.** Землеройно-транспортные машины. Учебник для студентов специальности «Строительные и дорожные машины и оборудование» / Н.Г. Домбровский, М.И. Гальперин. – М.: Машиностроение, 1965. – 276 с.
3. **Доценко, А. И.** Машины для земляных работ: учебник для вузов / А.И. Доценко, Г.Н. Карасев, Г.В. Кустарев, К.К. Шестопалов. – М.: Издательский Дом «БАСТЕТ», 2012. – 688 с.
4. **Тимофеев, Г.А.** Теория машин и механизмов / Г.А. Тимофеев. – М.: Юрайт, 2013. – 351 с.
5. **Матвеев, Ю.А.** Теория машин и механизмов / Ю.А. Матвеев, Л.В. Матвеева. – М.: Альфа-М, 2009. – 320 с.
6. **Иванов, М. Н.** Детали машин: Учебник для машиностроительных специальностей вузов / М.Н. Иванов, В.А. Финогенов. – 12-е изд. испр. – М.: Высшая школа, 2008. – 408 с.
7. **Андриенко, Л.А.** Детали машин: Учебник для вузов / Л.А. Андриенко, Б.А. Байков, И.К. Ганулич и др. Под ред. О.А. Ряховского. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2014. – 465 с.
8. **Яблонский, А.А.** Курс теоретической механики. Часть 2. Динамика / А.А. Яблонский, В.М. Никифоров. – М.: Высшая школа, 1966. – 428 с.
9. **Khurmi, R.S.** Machinal Design / R.S. Khurmi, J.K. Gupta. – New Delhi-110055, S.I.Units-Ram Nagar, 2005. – 1054 p.
10. Shigley's Mechanical Engineering Desing. – The McGraw-Hill Companies, 2008. – 1054 p.
11. **Акрамов, Б.Н.** О кинематических возможностях замкнутых зубчатых дифференциальных механизмов с цилиндрическими колесами / Б.Н. Акрамов, И.А. Исмаатов // Труды НГТУ им. Р.Е. Алексеева. 2023. № 3. С. 82-89.

*Дата поступления  
в редакцию: 11.01.2024*

*Дата принятия  
к публикации: 01.03.2024*