

Пакирдинов Рустам Рахматуллаевич – к.т.н., доцент, ОшГУ,
Абсамат кызы Гулиза – преподаватель Технологического колледжа,
Султанбай уулу Адилет – преподаватель Технологического колледжа,
Маметазим уулу Маметкадыр – магистрант группы ЭСиС-1-16 (М)
Ошский технологический университет

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ РУЧНОЙ ЭЛЕКТРОТРАМБОВКИ С МЕХАНИЗМОМ ПЕРЕМЕННОЙ СТРУКТУРЫ (МПС)

Разработана динамическая модель ручная электротрамбовка. По результатам электродинамического анализа машины установлены угловые скорости и момент ротора двигателя в момент удара, частота ударов, энергия удара и выбрано оптимальное передаточное отношение от двигателя к валу кривошипа. Установлено время разгона приводного асинхронного двигателя с короткозамкнутым ротором, и оно зависит, от инерционной массы зубчатого колеса.

Ключевые слова: Ручная электротрамбовка, электродвигатель, динамический анализ, угловая скорость, кривошип.

Pakirdinov Rustam Rahmatullaevich - candidate of technical sciences, associate professor,
Absamat gizi Guliza - teacher of the technological college
Sultanbai uulu Adilet - teacher of the technological College
Mametasim uulu Mametkadyr - graduate student of the group EPS and C-1-16 (M)
Osh technological university

STUDY OF THE DYNAMICS OF MANUAL ELEKTROTRAMBOVANKI MECHANISM WITH VARIABLE STRUCTURE (IPS)

Developed dynamic model of the hand electric ramming. The results of electrodynamic analysis of the machine angular velocity and torque of the rotor of the motor at the moment of impact, impact frequency, impact energy and selected the optimum gear ratio from the motor to the shaft of the crank. Set the acceleration time of the drive of the asynchronous motor with squirrel cage rotor, and it depends on the inertial masses of the gear wheels.

Key words: Hand electrothrombosis, the motor, the dynamic analysis, the angular velocity, crank.



Рис. 1. Ручная трамбовочная машина

Разработанная ручная электротрамбовка имеет с электроприводом [1,2] (рис 1). В качестве основного параметра в ручных электромашинах принимается энергия удара. В связи с этим проведен динамический анализ данной машины для оценки основных параметров ударного узла, таких как энергия удара, частота ударов, момент двигателя, предупредительная угловая скорость кривошипа и т.д. Учитывая частоту ударов существующих ручных электромашин, динамический анализ проводим для двух передаточных отношений от двигателя к кривошипу $i=2,4$ и $i=3$, так как этим двум передаточным отношениям соответствуют частоты ударов 10 и 8 Гц. В конструкции машины изменение передаточного отношения от электродвигателя к

кривошипу осуществляется заменой Рис.1. Ручная трамбовочная ведущей шестерни зубчатой передачи.

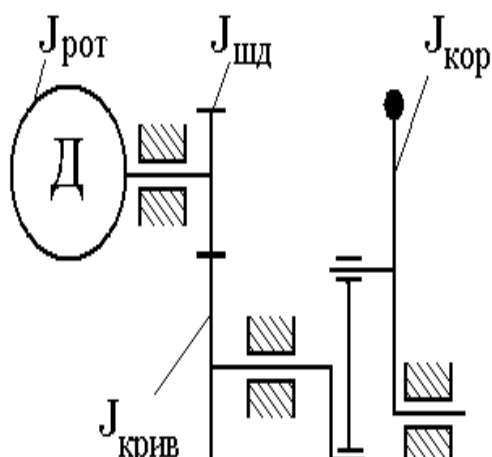


Рис.2. Кинематическая схема ручной трамбовки

На рис.2. представлена кинематическая схема машины с механизмом переменной структуры. В ней ротор двигателя представлен в виде жесткой массы с моментом инерции $J_{рот}$. На валу двигателя установлена ведущая шестерня с моментом инерции $J_{шд}$ посредством шпоночных соединений. Ведущая шестерня в свою очередь зацеплена с зубчатым колесом, которой установлено на валу кривошипа $J_{крив}$. Кривошип соединен с коромыслом $J_{кор}$ через шатун. Коромысло имеет переменный момент инерции, зависящий от угла поворота кривошипа.

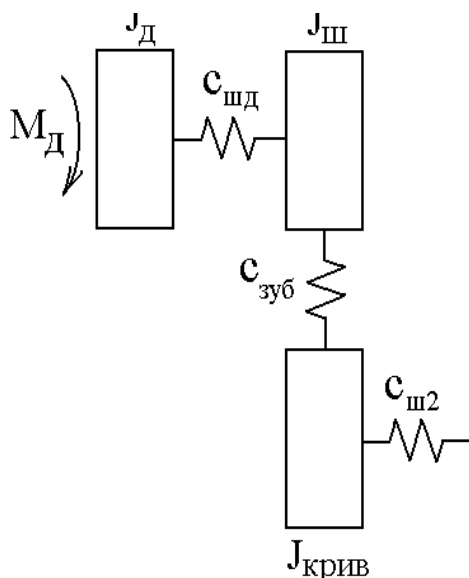


Рис.3. Модель механизма трамбовка податливости

Составляем динамическую модель механизма, состоящего из двигателя, зубчатых шестерен и коромысла (рис.3). Используя методику расчета [3], определяем инерционные моменты ротора двигателя, зубчатой шестерни и колеса. Также определяем коэффициенты жесткости и податливости шпоночного соединения и зубчатого зацепления шестерни и колеса. В расчете они приведены без инерционными упругими элементами с соответствующими податливостями: $J_д$ - момент инерции двигателя; $J_ш$ - момент инерции ведущей шестерни; $J_{крив}$ - момент инерции зубчатого колеса, установленного на валу кривошипа; $J_{кор}$ - переменный момент инерции коромысла, зависящий от угла поворота кривошипа; $c_{шд}$ - коэффициент жесткости шпонки вала ротора, на котором установлена ведущая шестерня; $c_{зуб}$ - коэффициент жесткости зубчатого зацепления между шестерней и зубчатым колесом; $c_{ш2}$ - коэффициент жесткости шпонки зубчатого колеса;

Таблица 1

Параметры трамбовочной машины

		J_1	J_2	J_3	J_4
$i=2,4$	Момент инерции $J_д \cdot 10^{-3} \text{ кг} \cdot \text{м}^2$	33	25	16,5	3,19
	Жесткость $c_{ш1} \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{м}$	7,56	116	5,3	
	Податливость $e_{ш1} \cdot 10^{-6} \text{ 1/Н} \cdot \text{м}$	132	8,6	188	
$i=3$	Момент инерции $J_д \cdot 10^{-3} \text{ кг} \cdot \text{м}^2$	33	10	10,6	2,1
	Жесткость $c_{ш1} \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{м}$	7,56	84	3,8	
	Податливость $e_{ш1} \cdot 10^{-6} \text{ 1/Н} \cdot \text{м}$	132	8,6	294	

Согласно работе [3] динамическую модель можно рассматривать в виде одномассовой модели с переменным моментом инерции (рис.4), зависящим от угла поворота ротора двигателя, исходя из соблюдения:

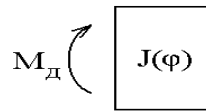


Рис.4. Обобщенная модель трамбовочной машины

$$K^2 \gg (2\pi f)^2 \text{ Квадрат наименьшей частоты составляет: } K^2 = \frac{J_1 + J_2}{e \cdot J_1 \cdot J_2} = 1673 \cdot 10^3 \text{ с}^{-1}$$

Квадрат исследуемой частоты ударов при 10 Гц составляет $(2\pi f)^2 = 3943 \text{ с}^{-1}$, что намного меньше квадрата собственных частот парциальных систем.

В одномассовой модели момент инерции всех звеньев состоит из постоянных моментов инерции звеньев (момент инерции ротора, шестерни и приведенного момента инерции кривошипа к валу ротора) и переменного момента инерции коромысла, приведенного к валу ротора, который зависит от угла поворота ротора двигателя (рис.5): $J_{\text{общ}} = J_{\text{const}} + J_{\text{кор}}(\omega)$ (1)

Подставляя выражения для кинетической энергии в уравнения Лагранжа, учитывая, что момент инерции механизма, приведенный к валу ротора двигателя, является функцией от угла поворота ротора двигателя, пренебрегая силами трения в механизмах, получим уравнение движения машины: $J \cdot \dot{\omega} + \frac{1}{2} \frac{dJ}{d\varphi} \omega^2 = M_\partial$ (2)

Момент на валу асинхронного двигателя определяется по формуле Клосса:

$$M_\partial = \frac{2M_{\text{кр}} \cdot S \cdot S_{\text{кр}}}{S_{\text{кр}}^2 + S^2}, \text{ где: } S_{\text{кр}}=0,3\text{-критическое скольжение; } S = 1 - \frac{\omega_p}{\omega_c} \text{ - скольжение,}$$

ω_p - угловая скорость ротора двигателя; ω_c - синхронная угловая скорость ротора 157 с^{-1} . Мощность двигателя 1,5 кВт.

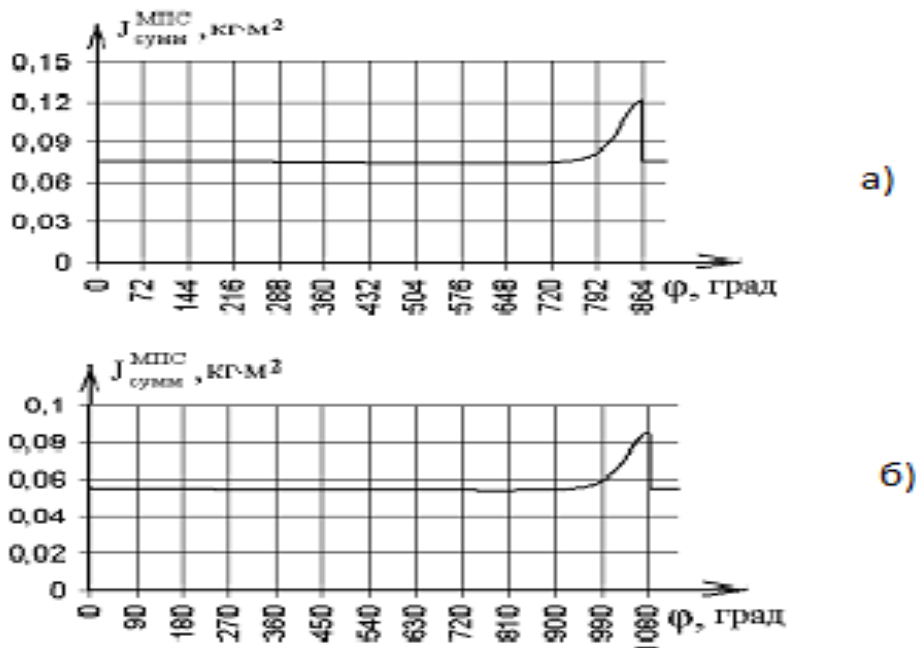


Рис.5. Зависимость момента инерции одномассовой модели, приведенные к валу двигателя, которое зависит от угла поворота ротора: а) при $i=2,4$; б) при $i=3$.

Для решения этого уравнения использована методика [4]. Согласно, этой методике, угол поворота ротора делим на угловое перемещение с интервалом $\Delta\varphi = \varphi_1 - \varphi_0$. Условно можно принять, что при угловом перемещении $\Delta\varphi$ при увеличении угла φ движение звена равноускоренное и момент инерции одномассовой модели изменится линейно. С учетом вышеизложенных условий уравнение движения одномассовой модели (2) можно записать в следующем виде: $J \cdot \varepsilon + \frac{1}{2} \cdot \frac{\Delta J}{\Delta\varphi} \cdot \omega^2 = M_{дв}(\omega)$ (3)

где J -момент инерции одномассовой модели в начале углового поворота $\Delta\varphi$; ε -угловое ускорение ротора; ΔJ -разность значений момента инерции одномассовой модели в конце и начале углового шага $\Delta\varphi$; ω - угловая скорость в начале углового шага; $M_{дв}(\omega)$ -момент двигателя в начале углового перемещения $\Delta\varphi$.

Угол поворота одномассовой модели из положения «0» (φ_0) в положение «1» (φ_1) запишем в следующем виде: $J(\varphi_0) \cdot \varepsilon_{01} + \frac{1}{2} \cdot \frac{J(\varphi_1) - J(\varphi_0)}{\Delta\varphi} \cdot \omega_0^2 = M_{дв}(\omega_0)$ (4)

Задаем начальные условия, т.е. φ_0 и ω_0 . Из этих условий определяем $\varphi_1 = \varphi_0 + \Delta\varphi$.

Из выражения (1) найдем $J(\varphi_0)$ и $J(\varphi_1)$. Из уравнения (4) находим угловое ускорение в интервале от φ_1 и φ_0 : $\varepsilon_{01} = \frac{M_{дв}(\varphi_0)}{J(\varphi_0)} - \frac{1}{2} \cdot \frac{J(\varphi_1) - J(\varphi_0)}{\Delta \cdot J(\varphi_0)} \cdot \omega_0^2$ (5)

Из уравнения (5) можно определить время Δt_{01} : $\Delta t_{01} = \frac{-\omega_0 + \sqrt{\omega_0^2 + 2\varepsilon_{01} \cdot \Delta\varphi}}{\varepsilon_{01}}$ (6)

По формуле $\omega_1 = \omega_0 + \varepsilon_{01} \Delta t_{01}$ найдем угловую скорость в конце углового шага.

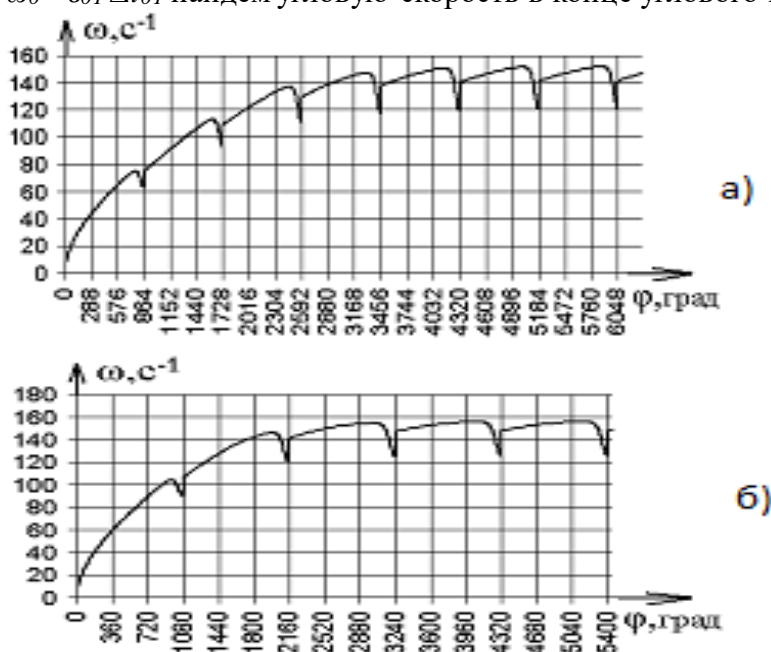


Рис. 6. Зависимость угловой скорости двигателя от угла поворота ротора φ : а) при передаточном отношении $i=2,4$; б) при передаточном отношении $i=3$.

После этого по известным φ_1 и ω_1 , все вышеприведенные расчеты используем для следующего углового шага. Расчет для последующих шагов производится аналогично. Составлена программа численного расчета на ЭВМ для двух передаточных отношений, и получены нижеследующие графики. Время работы ударного механизма суммируется на ЭВМ:

Из рисунка 6 видно, что при двух передаточных отношении $i=2,4$ и $i=3$ угловая скорость ротора электродвигателя после определенного времени входит в установившийся режим. В обоих случаях в конце цикла, т.е. в момент удара, угловая скорость ротора снижается и после удара снова возрастает. Момент двигателя в этом случае достигает критического значения (рис.7).

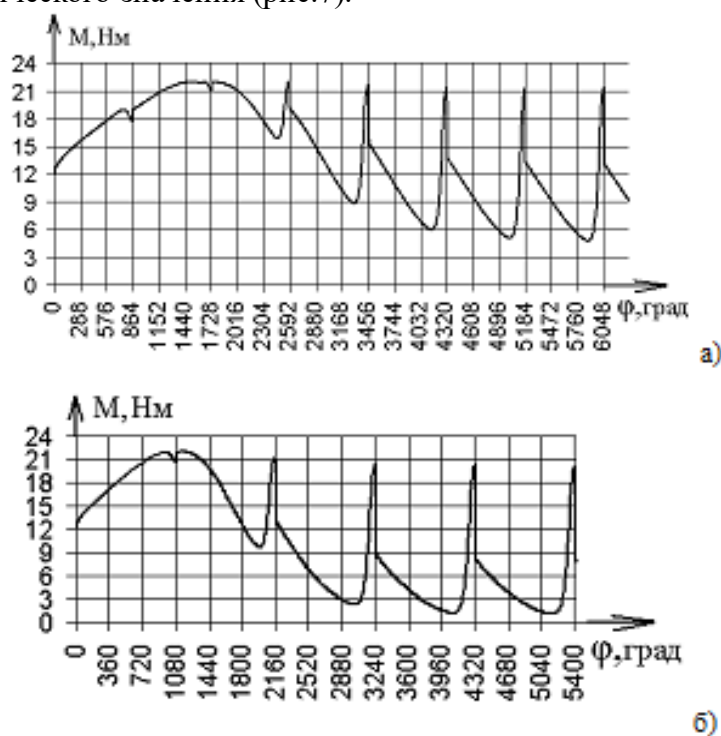


Рис.7. Зависимость момента двигателя от угла поворота ротора ϕ :
а) при $i=2,4$; б) при $i=3$.

Угловое ускорение ротора двигателя после удара мгновенно увеличивается, и за короткий промежуток движения ротора угловая скорость резко возрастает до $\omega=139 \text{ с}^{-1}$ ($i=2,4$), при $i=3$ угловая скорость ротора увеличивается до $\omega=144 \text{ с}^{-1}$.

Затем при $i=2,4$ угловая скорость ротора начинает возрастать до угла поворота ротора 792° в связи с уменьшением передаточного отношения ударного механизма (рис.6. а), а при $i=3$ увеличивается до угла поворота ротора 990° (рис.6. б). Момент двигателя при $i=2,4$, согласно механической характеристике, с увеличением угловой скорости начинает снижаться до 5 Нм (рис.7.а), а при $i=3$ снижается до 2 Нм (рис.7.б). Затем момент двигателя интенсивно увеличивается в связи с ростом передаточного отношения ударного механизма и соответствует увеличению момента сопротивления, создаваемого со стороны ударного механизма.

В момент удара крутящий момент двигателя (при $i=2,4$) доходит до 21 Нм, угловая скорость ротора с увеличением момента инерции коромысла уменьшается до $\omega=120 \text{ с}^{-1}$. Во втором случае при $i=3$ момент двигателя достигает до 20 Нм, угловая скорость двигателя падает до 126 с^{-1} . Далее цикл повторяется. Частота ударов в установившемся режиме при $i=2,4$ составляет 9,8 Гц, при $i=3$ - 8 Гц.

Из вышерассмотренных графиков видно, что при передаточном отношении от двигателя к кривошипу $i=2,4$ энергия удара на 32% больше, чем во втором случае. Момент сопротивления, создаваемый со стороны ударного узла приведенный к валу двигателя, при $i=2,4$ больше, чем при $i=3$, всего на 2 Нм.

В табл. 2 приведены основные показатели ударного узла ручной трамбовки, полученные теоретическим путем.

Таблица 2

Технико-экономические показатели расчета трамбовочной машины

№	Наименование	Передаточное отношение от двигателя к кривошипу	
		$i=2,4$	$i=3$
1	Предударная угловая скорость ротора, c^{-1}	120	126
2	Предударная угловая скорость кривошипа, c^{-1}	50	42
3	Момент двигателя в предударном положении, Нм	22	20
4	Частота ударов, Гц	9,8	8
5	Энергия удара, Дж	150	113
6	Номинальная мощность двигателя, кВт	1,5	1,5

Литература:

1. **Абдраимов, С.** Малогабаритная трамбовка// Материалы международной научно-практической конференции «Повышение эффективных показателей транспортных, строительно-дорожных машин и коммуникаций в условиях высокогорья и жаркого климата» [Текст] / Р.Р. Пакирдинов, А.А. Каримов и др. // Бишкек: КГУСТА, 2003. – С.64-68;
2. **Абидов, А.О.** Промышленные испытания ручных грунтоуплотняющих машин на основе МПС // Научно технический журнал Ошского Технологического Университета. [Текст] / Р.Р. Пакирдинов // - Ош: 2/2004.-61с.
3. **Еремьянц, В.Э.** Построение и анализ динамических моделей механизмов. Часть 1. Учебно-методическое пособие/ Кыргызско-Российский Славянской Университет. - [Текст] Бишкек, 2000.
4. **Зиялиев, К.Ж.** Кинематический и динамический анализ шарнирно-четырёхзвенных механизмов переменной структуры с созданием машин высокой мощности. [Текст] – Бишкек: Илим, 2005.