

К ИССЛЕДОВАНИЮ ДИНАМИКИ ЦЕПНОГО РЕЖУЩЕГО ОРГАНА КАМНЕРЕЗНОЙ МАШИНЫ ЦКМ-1

Исманов М.М.

Кыргызско-узбекский университет, Ош, Кыргызстан

Аннотация: Получены уравнения движения для исследования динамики цепного режущего органа машины ЦКМ-1 в процессе резания природного камня.

Ключевые слова: массив горной породы, камнерезные машины, режущие органы, координата, пара сил, кинетическая энергия.

TO STUDY THE DYNAMICS OF CHAIN CUTTING BODY OF THE STONE-CUTTING MACHINE TSKM-1

Ismanov M.M.

Kyrgyz-Uzbek University, Bishkek, Kyrgyzstan, eakr.info@gmail.com

Annotation: The equations of motion for studying the dynamics of the chain cutting body of the CCM-1 machine in the process of cutting natural stone are obtained.

Key words: rock mass, stone-cutting machines, cutting organs, coordinate, pair of forces, kinetic energy.

В камнедобыче широко используются камнерезные машины с цепным режущим (исполнительным) органом (ЦРО), предназначенные для отделения блоков камня малой и средней прочности от массива горной породы [1,2,3].

Как показывает практика, цепные камнерезные машины эксплуатируются в различных режимах резания, в т.ч. в ускоренных режимах для обеспечения высокой производительности. Это в свою очередь приводит к возникновению дополнительных динамических реакций и инерционных нагрузок, действующих на ось и другие элементы режущих органов машины. При этом режущие органы сильно перегреваются, возникает отрицательное явление - вибрация рабочих органов, других частей и самой машины. Что в конечном счете приводит к поломке резцов и других рабочих элементов, деформации режущего органа и машины в целом.

В связи с вышеизложенным усовершенствование существующих конструкций, определение рациональных режимных и конструктивных параметров цепных камнерезных машин требует глубокого исследования динамики их режущих органов.

Для исследования динамики ЦРО цепной камнерезной машины ЦКМ-1 (рис.1) при холостом режиме ее работы (когда скорость подачи $U_{II} = 0$) разработана расчетная схема (рис.2). При разработке данной расчетной схемы были приняты следующие допущения:

- радиус ведущей звездочки равен радиусу ведомого ролика ($R_1 = R_2$);
- натяжение цепи в достаточных пределах.

Цепной режущий орган камнерезной машины ЦКМ-1 при холостом режиме работы имеет две степени свободы: вращение ведущей звездочки (приводящее в

движение режущую цепь) и поворот цепного режущего органа (бара).

Для определения уравнения (закона) движения ЦРО машины ЦКМ-1 методом Лагранжа выбираем обобщенные координаты.

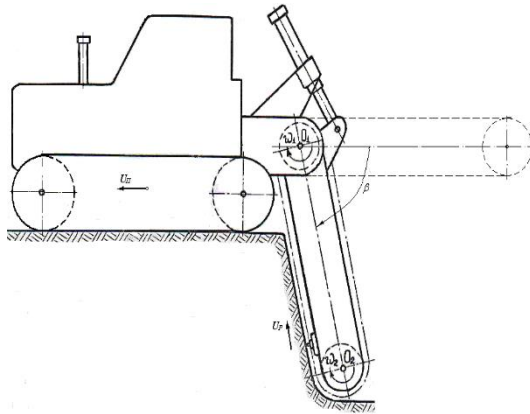


Рис. 1. Цепная камнерезная машина ЦКМ-1

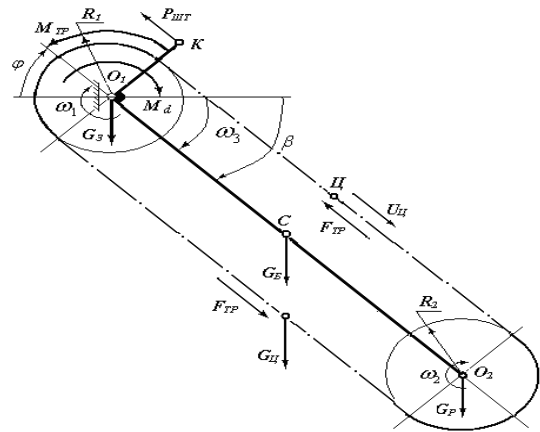


Рис. 2. Расчетная схема цепного режущего органа камнерезной машины ЦКМ-1

В качестве обобщенных координат берем углы поворота ведущей звездочки φ и самого цепного режущего органа (бара) β (рис.2). Тогда закон движения ЦРО можно записать зависимостью вида

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} \right) - \frac{\partial T}{\partial \varphi} &= Q_1; \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\beta}} \right) - \frac{\partial T}{\partial \beta} &= Q_2, \end{aligned} \quad (1)$$

где T – кинетическая энергия цепного режущего органа; Q_1 и Q_2 – обобщенные силы, действующие на режущий орган.

Сообщаем данному цепному режущему органу возможное перемещение, при котором $\delta\varphi > 0$, а $\beta = \text{const}$ (рис.2). Учитывая, что на этом перемещении работу совершают движущий (вращающий) момент M_d и момент M_{TP} , возникающий вследствие трения в подшипниках качения и пары сил трения скольжения F_{TP} (возникающего и имеющего место между рамой бара и режущей цепью), получим

$$\delta A_1 = (M_d - M_{TP}) \cdot \delta\varphi \quad (2)$$

Из уравнения (2) определим величину Q_1 :

$$Q_1 = M_d - M_{TP} \quad (3)$$

Аналогичным образом сообщаем цепному режущему органу другое возможное перемещение, при котором $\delta\beta > 0$, а $\varphi = \text{const}$. Как видно из рис.2, на этом перемещении работу совершают силы тяжести рамы бара G_B , режущей цепи G_C и ведомого ролика G_P , а также сила давления штока гидросистемы $P_{шт}$.

Заменяя силы G_B , G_C и G_P одной равнодействующей силой $G = G_B + G_C + G_P$, приложенной в точке C (рис.2), а также обозначая межосевое расстояние O_1 и O_2 через l , а O_1K через h , определим величину элементарной работы

$$\delta A_2 = (G \cdot l \cdot \cos \beta - P_{шт} \cdot h) \cdot \delta \beta, \quad (4)$$

Из уравнения (4) определим величину Q_2

$$Q_2 = G \cdot l \cdot \cos \beta - P_{шт} \cdot h \quad (5)$$

Кинетическую энергию цепного режущего органа можно определить по следующей формуле:

$$T = T_1 + T_2 + T_3 + T_4, \quad (6)$$

где T_1 , T_2 , T_3 и T_4 - соответственно кинетическая энергия ведущей звездочки, ведомого ролика, рамы бара и режущей цепи.

Определим кинетическую энергию ведущей звездочки в виде

$$T_1 = J_1 \cdot \frac{\omega_1^2}{2}, \quad (7)$$

где $J_1 = \frac{m_1 \cdot R_1^2}{2} = \frac{G_3 \cdot R_1^2}{2g}$ - момент инерции ведущей звездочки относительно оси вращения; $\omega_1 = \varphi'$ - угловая скорость ведущей звездочки. Подставляя значения J_1 и ω_1 в уравнение (7), определим величину кинетической энергии ведущей звездочки в окончательном виде

$$T_1 = \frac{G_3 \cdot R_1^2 \cdot (\varphi')^2}{4g} \quad (8)$$

Кинетическая энергия ведомого ролика

$$T_2 = J_2 \cdot \frac{\omega_2^2}{2}, \quad (9)$$

где $J_2 = \frac{m_2 \cdot R_2^2}{2} = \frac{G_P \cdot R_2^2}{2g}$ - момент инерции ведомого ролика; ω_2 - угловая скорость ведомого ролика.

Как видно из рис.2, скорость режущей цепи U_C , угловая скорость звездочки ω_1 и ведомого ролика ω_2 связаны зависимостью

$$U_C = \omega_1 \cdot R_1 = \omega_2 \cdot R_2, \quad (10)$$

Учитывая равенство (10), величину кинетической энергии ведомого ролика можно записать в виде

$$T_2 = \frac{G_P \cdot R_1^2 \cdot (\varphi')^2}{4g} \quad (11)$$

Кинетическую энергию рамы бара с достаточной степенью точности можно представить уравнением вида

$$T_3 = J_3 \cdot \frac{\omega_3^2}{2} + \frac{m_3 \cdot U_C^2}{2}, \quad (12)$$

где $J_3 = \frac{m_3 \cdot l^2}{3} = \frac{G_B \cdot l^2}{3g}$ - момент инерции рамы бара;

$U_C = \frac{l}{2} \cdot \varpi_3$ - линейная скорость центра тяжести рамы бара; $\varpi_3 = \beta'$ - угловая скорость рамы бара. Подставляя значения J_3 , U_C и ϖ_3 в уравнение (12), имеем:

$$T_3 = \frac{G_B \cdot l^2 \cdot (\beta')^2}{6g} + \frac{G_B \cdot l^2 \cdot (\beta')^2}{8g} = \frac{7 \cdot G_B \cdot l^2 \cdot (\beta')^2}{24g} \quad (13)$$

Кинетическую энергию режущей цепи с достаточной степени точности можно представить в виде

$$T_4 = J_4 \cdot \frac{\omega_3^2}{2} + \frac{m_4 \cdot U_a^2}{2}, \quad (14)$$

где $J_4 = \frac{G_{\Pi} \cdot l^2}{3g}$ - момент инерции режущей цепи при повороте рамы бара относительно оси O_1 ; U_a - абсолютная скорость режущей цепи. Как видно из рис.2, $U_a^2 = U_C^2 + U_{\Pi}^2$. Подставляя значения J_4 и U_a в уравнение (14), получим

$$T_4 = \frac{7 \cdot G_{\Pi} \cdot l^2 \cdot (\beta')^2}{24g} + \frac{G_{\Pi} \cdot R_1^2 \cdot (\varphi')^2}{2g} \quad (15)$$

Подставляя полученные значения T_1 , T_2 , T_3 и T_4 в уравнение (6) и произведя соответствующие преобразования, имеем:

$$T = \frac{(G_3 + G_P + 2G_{\Pi}) \cdot R_1^2 \cdot (\varphi')^2}{4g} + \frac{7(G_B + G_{\Pi}) \cdot l^2 \cdot (\beta')^2}{24g} \quad (16)$$

Отсюда беря производные от T по φ' , β' , ϖ и β , имеем:

$$\begin{aligned} \frac{\partial T}{\partial \varphi'} &= \frac{(G_3 + G_P + 2G_{\Pi}) \cdot R_1^2 \cdot \varphi'}{2g}, & \frac{\partial T}{\partial \varphi} &= 0, \\ \frac{\partial T}{\partial \beta'} &= \frac{7(G_B + G_{\Pi}) \cdot l^2 \cdot \beta'}{12g}, & \frac{\partial T}{\partial \beta} &= 0, \end{aligned} \quad (17)$$

Так как $\frac{G_3 \cdot R_1^2}{2g} = J_3$, $\frac{G_P \cdot R_2^2}{2g} = J_P$, $\frac{G_{II} \cdot R_1^2}{2g} = J_{II}$ и $\frac{G_B \cdot l^2}{3g} = J_B$, то уравнения (17)

можно записать в виде

$$\begin{aligned}\frac{\partial T}{\partial \phi'} &= (J_3 + J_P + J_{II}) \cdot \phi', \\ \frac{\partial T}{\partial \beta'} &= J_B \cdot \beta',\end{aligned}\quad (18)$$

Подставляя значения величин из равенств (3), (5) и (18) в уравнение (1) получим искомые дифференциальные уравнения движения цепного режущего органа камнерезной машины ЦКМ-1:

$$\begin{aligned}(J_3 + J_P + J_{II}) \cdot \phi'' &= M_d - M_{TP}, \\ J_B \cdot \beta'' &= G \cdot l \cdot \cos \beta - P_{III} \cdot h,\end{aligned}\quad (19)$$

При удержании в фиксированном положении цепного режущего органа $\beta'' = 0$ (рис.2). Из второго равенства (19) определим минимальную величину удерживающей силы цепного режущего органа в фиксированном положении:

$$P_{III} = \frac{G \cdot l \cdot \cos \beta}{h}. \quad (20)$$

Таким образом, полученные уравнения движения позволяют перейти к исследованию динамики цепного режущего органа машины ЦКМ-1 в процессе резания природного камня. Эти результаты могут быть полезными также для аспирантов и соискателей, занимающихся разработкой усовершенствованных конструкций камнерезных машин с цепными режущими органами.

Использованная литература

1. Алимов О.Д., Мамасаидов М.Т. Цепные камнерезные машины. – Фрунзе: Илим, 1984. – 44с.
2. Алимов О.Д., Басов И.Г., Юдин В.Г. Баровые землеройные машины. –Фрунзе: Илим, 1969. – 282с.
3. Исследование землеройных машин. Сборник трудов Томского государственного университета. Под редакцией Е.С. Полянского. – Томск: Издательство ТГУ, 1977. – 190 с.
4. Михайлов Ю.Н., Кантович Л.И. Горные машины и комплексы. – М.: Недра, 1975. –425с.
5. Техника и технология добыча природного облицового камня. Сборник трудов ИА НА Киргизской ССР. Под ред. Алимова О.Д., Мамасаидова М.Т. – Фрунзе: Илим, 1985. – 208 с.

