

УДК 621.01, 622.23

**ВЛИЯНИЕ ЖЕСТКОСТИ МЕХАНИЗМА ПРИЖИМА НА КОЛЕБАНИЯ КОРПУСА
УДАРНОГО МЕХАНИЗМА МО-10**

В.Э. Еремянц, А. Арстанбек

Рассмотрена модель колебаний корпуса ударного механизма с пружинным механизмом прижима во время его работы. Установлены зависимости амплитуды колебаний корпуса и скорости его соударения с инструментом от отношения собственной частоты колебаний корпуса к частоте изменения вынуждающей нагрузки.

Ключевые слова: ударный механизм; механизм прижима; динамические реакции; колебания; амплитуда; скорость соударения.

**RIGIDITY INFLUENCE OF THE SPRING MECHANISM ON BODY OSCILLATION
OF MO-10 IMPACT MECHANISM**

V.E. Eremiants, A. Arstanbek

The work considers the body fluctuations model of the impact mechanism with a spring system during its work. Relations between the body oscillation amplitude and the speed of its collision with the tool on the ratio of body natural frequency to the frequency change of the forcing load are defined.

Keywords: impact mechanism; spring mechanism; dynamic reaction forces; oscillations; amplitude; collision speed.

В предыдущих работах авторов [1, 2] рассматривалась модель кривошипно-коромыслового механизма МО-10 (рисунок 1), устанавливаемого на наружных поверхностях стенок приемных бункеров угля ТЭЦ для предотвращения налипания больших масс угольной мелочи на внутренних поверхностях стенок. Механизм состоит из корпуса 1, внутри которого расположен кривошипно-коромысловый механизм, состоящий из кривошипа 6 с центром вращения в точке *A*, шатуна (на рисунке не показан) и коромысла 2 с центром вращения в точке *D*. Коромысло, совершая качательные движения, наносит удары по инструменту 3, опирающемуся через пяту 4 на внешнюю поверхность стенки бункера 5. При ударах возникают колебания стенки, приводящие к отделению от её внутренней поверхности налипших частиц угольной мелочи. Прижим ударного механизма с инструментом к поверхности бункера осуществляется с помощью пружинного механизма 7. Конструкцией всей установки предусмотрена возможность поворота корпуса ударного механизма относительно оси вращения кривошипа (точки *A*).

В процессе работы на корпус ударного механизма действуют реактивные силы R_1, R_2 , возника-

ющие в опорах кривошипа и коромысла. Реакции в опоре коромысла создают вынуждающий момент, под действием которого происходят угловые колебания корпуса относительно оси кривошипа.

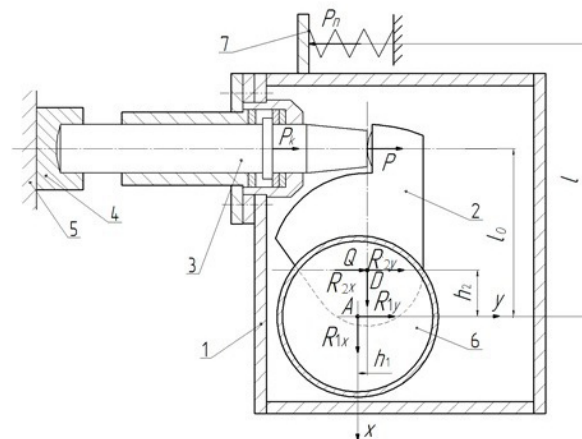


Рисунок 1 – Схема ударного механизма для очистки бункеров

График изменения этого момента во времени, найденный в работе [2], показан на рисунке 2, а.

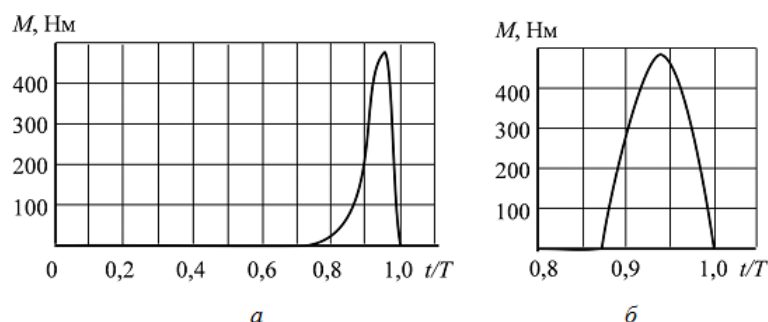


Рисунок 2 – Зависимость вынуждающего момента от времени (а) и его аппроксимация (б)

При колебаниях корпуса возможны ситуации, когда в момент удара коромыслом по инструменту он не прижат к обрабатываемой поверхности. В этом случае удар наносится либо по инструменту, опирающемуся на корпус механизма, либо по свободному инструменту, который перемещаясь в пределах предусмотренного конструкцией зазора (см. рисунок 1), ударяет по корпусу. В обоих случаях при ударе в корпусе возникают динамические нагрузки, приводящие к снижению его долговечности. Поэтому необходимо выбирать параметры механизма прижима таким образом, чтобы корпус с инструментом перед каждым ударом возвращался к обрабатываемой поверхности.

Другая возможная ситуация – когда при колебаниях корпуса он наносит удар по буртику инструмента, опирающегося на стенку бункера. Это также приводит к преждевременному выходу из строя корпуса и инструмента. Поэтому вторым условием при выборе параметров механизма прижима является уменьшение, насколько это возможно, скорости соударения корпуса с инструментом. Решение этих задач потребовало исследования колебаний корпуса механизма под действием вынуждающего момента, которое было начато в работах [1, 2].

В математической модели, принятой в [1, 2], график вынуждающей нагрузки аппроксимировался кусочной функцией (рисунок 2, б) вида:

$$\begin{aligned} 0 < t < t_1, & \quad M = 0; \\ t_1 < t < T, & \quad M = H \sin \mu(t - t_1), \end{aligned}$$

где H, μ – соответственно амплитуда и частота вынуждающей нагрузки; T – период вращения кривошипа:

$$T = 2\pi / \omega; \quad \omega = 2\pi f, \quad (1)$$

ω – угловая скорость вращения кривошипа (с^{-1}); f – частота ударов (Гц).

Величины μ и t_1 находились из условия равенства площадей, заключенных под кривой $M(t)$ и под кривой аппроксимирующей функции, т. е.

$$S_M = H \int_{t_1}^T \sin \mu(t - t_1) dt = \frac{H}{\mu} (1 - \cos \mu(T - t_1)), \quad (2)$$

где S_M – площадь под кривой $M(t)$, найденная, например, методом трапеций.

Так как функция вынуждающей нагрузки представляет собой полуволну синусоиды и

$$T - t_1 = \pi / \mu, \quad (3)$$

то из выражения (2) следует:

$$\mu = \frac{2H}{S_M}; \quad t_1 = T - \frac{\pi}{\mu}.$$

Для механизма МО-10 при $f = 5$ Гц, $\omega = 31,4 \text{ с}^{-1}$ было найдено:

$$H = 490 \text{ Нм}; \quad \mu = 125,6 \text{ с}^{-1}; \quad T = 0,2 \text{ с}; \quad t_1 = 0,175 \text{ с}.$$

Нетрудно убедиться, что в рассматриваемом примере $\mu = 4\omega$.

Если существует предварительная деформация пружин величиной a , то движение корпуса ударного механизма начнется в момент времени t_0 , когда величина вынуждающего момента достигнет величины, обусловленной предварительной деформацией пружин. Равенство этих моментов определяется соотношением:

$$cal = H \sin \mu(t_0 - t_1),$$

где c – коэффициент жесткости пружин; l – расстояние от оси вращения механизма до продольной оси пружин.

Из этого соотношения следует:

$$t_0 = t_1 + \frac{1}{\mu} \arcsin \left(\frac{cal}{H} \right).$$

При отсутствии предварительной деформации пружин $t_0 = t_1$.

Уравнения движения рассматриваемой системы на различных временных участках имеют следующий вид:

$$\begin{aligned} t_1 < t < T \\ \ddot{\varphi} + k^2 \varphi = \frac{H}{J} \sin \mu t - k^2 \varphi_0; \end{aligned} \quad (4)$$

$$T < t < T + t_1$$

$$\ddot{\varphi} + k^2 \varphi = -k^2 \varphi_0, \quad (5)$$

где φ – угловое перемещение корпуса механизма относительно начального положения; k – собственная частота колебаний корпуса; φ_0 – угол, соответствующий предварительной деформации пружин,

$$k = l\sqrt{c/J}; \quad \varphi_0 = a/l,$$

J – момент инерции ударного механизма относительно оси его вращения.

Решения этих уравнений при нулевых начальных условиях и отсутствии предварительной деформации пружин для первого цикла движения на интервале времени $t_1 < t < T$ описываются функциями:

$$\varphi(t) = C_1 \left(\sin \mu(t-t_1) - \frac{\mu}{k} \sin k(t-t_1) \right); \quad (6)$$

$$\dot{\varphi}(t) = C_1 \mu [\cos \mu(t-t_1) - \cos k(t-t_1)], \quad (7)$$

а на интервале времени $T < t < T + t_1$ – функциями:

$$\varphi(t) = -C_1 \frac{\mu}{k} [\sin k(t-T) + \sin k(t-t_1)]; \quad (8)$$

$$\dot{\varphi}(t) = -C_1 \mu [\cos k(t-T) + \cos k(t-t_1)], \quad (9)$$

где

$$C_1 = \frac{H}{J(k^2 - \mu^2)}.$$

С учетом этих решений амплитуда колебаний корпуса механизма относительно буртика инструмента y_0 и скорость удара корпусом по буртику V_0 при отсутствии предварительного натяга пружин определяются как:

$$t_1 < t < T$$

$$y_0(t) = C_1 l_0 \left(\sin \mu(t-t_1) - \frac{\mu}{k} \sin k(t-t_1) \right); \quad (10)$$

$$V_0(t) = C_1 \mu l_0 (\cos \mu(t-t_1) - \cos k(t-t_1)). \quad (11)$$

$$T < t < T + t_1$$

$$y_0(t) = -C_1 l_0 \frac{\mu}{k} [\sin k(t-T) + \sin k(t-t_1)]; \quad (12)$$

$$V_0(t) = -C_1 \mu l_0 [\cos k(t-T) + \cos k(t-t_1)], \quad (13)$$

где l_0 – расстояние от оси вращения корпуса до продольной оси инструмента.

В зависимости от соотношения частот μ и k перемещение корпуса может достигать максимального значения, как в первом цикле движения механизма ($t_1 < t < T$), так и во втором ($T < t < T + t_1$). Чтобы найти соотношение частот, соответствующее переходу максимального значения перемещения корпуса из интервала времени $t_1 < t <$

T в интервал $T < t < T + t_1$, примем в решении (11) $t = T$ и приравняем его к нулю.

Так как интервал $T - t_1$ представляет собой длительность полуволны вынуждающей нагрузки и определяется соотношением (3), то выражение (11) можно представить в виде:

$$-C_{11} \mu (1 + \cos \pi s) = 0, \quad (14)$$

где s безразмерный параметр, равный отношению собственной частоты колебаний корпуса к частоте изменения вынуждающей нагрузки: $s = k/\mu$.

Из соотношения (14) следует, что при s , равном единице, перемещение достигает максимума на интервале времени $t_1 < t < T$, а при s меньшем единицы – на интервале времени $T < t < T + t_1$. Следовательно, для определения амплитуды перемещений корпуса при $s > 1$ следует пользоваться формулами (10), (11), а при $s < 1$ – формулами (12), (13).

Анализ формул (12), (13) показывает, что максимум функции перемещений достигается в момент времени $T + t_1$ при выполнении условия:

$$s = \frac{1}{4q-1}; \quad q = \frac{\mu}{\omega}.$$

Для рассматриваемого примера $q = 4$ и $s = 1/15$.

Определим время достижения максимума перемещений корпуса t_m при выполнении условия $s < 1$. Приравняв функцию (13) к нулю, и заменив сумму тригонометрических функций их произведением:

$$\cos \frac{k}{2}(2t_m - T - t_1) \cos \frac{k}{2}(T - t_1) = 0,$$

получим два условия, удовлетворяющих последнему равенству, из которых найдем:

$$t_m = \frac{\pi}{2k} + \frac{T + t_1}{2}. \quad (15)$$

Подставляя это значение времени в формулу (12), получим зависимость максимального перемещения корпуса от параметра s при $s < 1$:

$$y_0(s) = \frac{2Hl_0}{J\mu^2 s(1-s^2)} \cos \frac{\pi s}{2}. \quad (16)$$

Для определения времени достижения максимума перемещения корпуса при выполнении условия $s > 1$, приравняем выражение (11) к нулю, и аналогично предыдущему найдем:

$$t_m = \frac{2\pi}{(\mu + k)} + t_1. \quad (17)$$

Подставляя это значение времени в формулу (10), получим зависимость максимального перемещения корпуса от параметра s при $s > 1$:

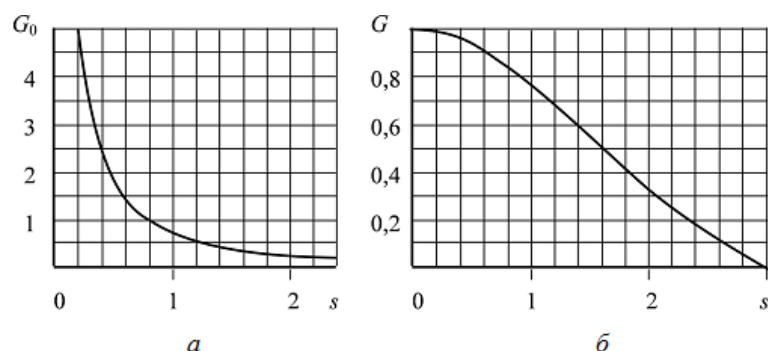


Рисунок 3 – Графики функций $G_0(s)$ и $G(s)$

Таблица 1 – Результаты расчета времени t_y и скорости удара V_0 в зависимости от параметра s для механизма МО-10

s	3,0	3,25	3,5	3,75	4,0	4,25	4,5	4,75	5,0
t_y, c	0,2	0,2029	0,2018	0,2009	0,2	0,1993	0,1987	0,1984	2,0
$V_0, м/с$	0	0,022	0,041	0,053	0,057	0,055	0,048	0,033	0

$$y_0(s) = \frac{2Hl_0}{J\mu^2 s(s-1)} \sin \frac{2\pi}{(1+s)}. \quad (18)$$

Формулы (16), (18) удобно представить в виде произведения двух функций, одна из которых D_0 зависит от параметров конкретного механизма, а другая $G_0(s)$ зависит только от параметра s и одинакова для всех механизмов данного типа:

$$y_0(s) = D_0 G_0(s), \quad (19)$$

где

$$D_0 = \frac{2Hl_0}{J\mu^2}; \quad (20)$$

$$G_0(s) = \frac{1}{s(1-s^2)} \cos \frac{\pi s}{2}, \quad \text{при } s < 1; \quad (21)$$

$$G_0(s) = \frac{1}{2s(s-1)} \sin \left(\frac{2\pi}{1+s} \right), \quad \text{при } s > 1. \quad (22)$$

График функции $G_0(s)$ представлен на рисунке 3, а. На нем видно, что при изменении s от нуля до единицы значения этой функции, а, следовательно, и амплитуда колебаний корпуса механизма, резко уменьшаются. При дальнейшем увеличении параметра s функция $G_0(s)$ изменяется менее интенсивно от 0,785 (при $s = 1$) до 0,216 (при $s = 2$).

Удар корпусом ударного механизма по инструменту произойдет в момент времени t_y , когда перемещение корпуса станет равным нулю.

Для определения этого момента времени при $s < 1$ приравняем перемещение корпуса (12) к нулю. Из полученных соотношений найдем:

$$s < 1; \quad t_y = \frac{\pi}{k} + \frac{T+t_1}{2}. \quad (23)$$

Подставляя это выражение в формулу (13), получим:

$$V_0 = -\frac{2Hl_0}{J\mu(1-s^2)} \cos \frac{\pi s}{2}.$$

Запишем эту формулу в виде, аналогичном (19):

$$V_0 = -D_0 \mu G(s), \quad (24)$$

где

$$G(s) = \frac{1}{(1-s^2)} \cos \frac{\pi s}{2}. \quad (25)$$

Определим, до какого значения параметра s справедлива формула (25). Для этого примем в формуле (23) $t_y = T$. Учитывая в полученном выражении соотношение (3), найдем $s = 2$. Следовательно, при определении скорости удара формулы (24), (25) справедливы для значений s , изменяющихся от нуля до двух.

График функции (25) представлен на рисунке 3, б. Значение этой функции изменяется от единицы (при $s = 0$) до 1/3 (при $s = 2$). При $s = 2$ удар происходит в момент времени равный T , а с дальнейшим увеличением s будет происходить на интервале времени $t_1 < t < T$, для которого справедливы формулы (10), (11).

Результаты расчета по этим формулам для механизма МО-10 представлены в таблице 1, из которой видно, что при целых нечетных значениях параметра s удар происходит в момент времени T . С изменением параметра s от трех до пяти время t_y меняется незначительно, отклоняясь от времени цикла T в ту и другую сторону на величину, не превышающую 1,5 %.

При этом скорость удара колеблется в пределах от 0 до 0,057 м/с, что соответствует изменению функции $G(s)$ от 0 до 0,066. С дальнейшим увеличением параметра s закономерности, отраженные в таблице 1, сохраняются, но отклонение времени t_y от времени цикла T и значения скоростей удара уменьшаются. Отсюда следует, что при $s > 3$ скорость соударения корпуса механизма с инструментом близка к нулю.

Графики, представленные на рисунке 3, позволяют определять параметры механизма прижима при ограничениях на амплитуду колебаний корпуса механизма. Например, ударный механизм МО-10 имеет следующие параметры: $H = 490$ Нм, $l_0 = 0,138$ м, $l = 0,225$ м, $J = 1,25$ Нм, $\mu = 125,6$ с⁻¹. При этих параметрах $D_0 = 6,858 \cdot 10^{-3}$ м, $D_0\mu = 0,861$ м/с.

Допустим, амплитуда колебаний корпуса ударного механизма y_{0m} не должна превышать 5 мм. Из выражения (19) следует, что это требование выполняется при значении G_0 , большем 0,73. На рисунке 3, а видно, что этому удовлетворяют значения s большие 1,05. Следовательно, для удовлетворения ограничения по амплитуде колебаний отношение собственной частоты колебаний корпуса механизма к частоте изменения вынуждающей нагрузки должно быть больше 1,05. Отсюда находится требуемый коэффициент жесткости механизма прижима по формуле:

$$c = J\mu^2 s^2 / P.$$

На рисунке 3, б видно, что с увеличением параметра s скорость соударения корпуса с инструментом уменьшается, что является положительным качеством с точки зрения прочности этих элементов. Принимая в качестве примера $s = 1,2$, найдем:

$$G_0 = 0,587; y_{0m} = 4,0 \text{ мм}; G = 0,702; V_0 = 0,60 \text{ м/с}; c = 5,46 \cdot 10^5 \text{ Н/м}.$$

Для выяснения, удовлетворяет ли полученное значение скорости соударения корпуса механизма с инструментом условию прочности этих элементов, необходимо рассмотреть процесс их ударного взаимодействия. Это является дальнейшей задачей данной работы.

Литература

1. Еремьянц В.Э. Динамика кривошипно-коромысловой виброударной машины при очистке внутренних поверхностей бункеров / В.Э. Еремьянц, А. Арстанбек // Матер. VI межд. конф. "Проблемы механики современных машин". Улан-Удэ: ВСГУ, 2015. С. 98–103.
2. Арстанбек А. Динамический анализ виброударного механизма МО-10 / А. Арстанбек // Известия КГТУ им. И. Раззакова. 2015. № 3(36). С. 65–70.