

Кинематика и динамика упаковочного оборудования с системами пассивных элементов

Анатолий Соколенко, Константин Васильковский, Сергей Блаженко

Kinematics and dynamics of packaging equipment with systems of passive components: *Mathematical models of shock interaction between driving and driven masses were developed. For these models constant speed of driving mass during the whole period of transitional process corresponds to the interaction between masses. As dynamic shock load amplitude is proportional to mentioned speed of driving mass, it is suggested to limit the mass through the use of passive elements. In such cases, limit of speed interaction implements not less effective, and it is possible to provide various laws of interaction up to the elimination of impact loading modes.*

Key words: *Dynamics, Impact, Load, Speed, Acceleration, Weight.*

ВВЕДЕНИЕ

Увеличение пропускной способности автоматизированных поточных линий упаковки, в том числе и производительности определенных единиц оборудования, была и остается актуальной задачей. Решение подобного рода задач способствует не только развитию новых технологий, систем управления и автоматизации процессов, а и получению новых конструктивных решений.

Анализ современного упаковочного оборудования показывает наличие в нем преобладающего количества операций перемещения, подъема отдельных единиц грузов, а также формирования, расформирования, укладки массивов изделий и др.

Повышение производительности технологических машин, включающих операции перемещения, в большинстве случаев, связаны с увеличением скорости движения рабочих органов, а также силовыми взаимодействиями между ведущими и ведомыми массами, вплоть до ударного взаимодействия. При этом известно, что амплитуда динамической составляющей нагрузки упругого элемента, который связывает ведущую и ведомую массы в переходном процессе пропорциональна скорости ведущей массы.

Поскольку одной из задач целенаправленного синтеза рассматриваемых механизмов и машин есть ограничение силовых взаимодействий с одновременным увеличением производительности, то часто используют методы, которые позволяют объединить оба указанных условия [1-4].

В связи с изложенным, целью данного исследования был избран анализ кинематических и динамических параметров взаимодействия между ведущей и ведомой массами при условии сохранения программируемой скорости ведущей массы.

ИЗЛОЖЕНИЕ

Рассмотрим техническое решение, которое позволяет при неизменной скорости ведущего элемента снизить динамические нагрузки при ударном взаимодействии масс. При этом, в предлагаемой схеме в качестве динамического компенсатора выбран пассивный элемент, который обеспечивает взаимодействие между ведущей и ведомой массами в несколько этапов (рис. 1а).

Подобные элементы могут использоваться в машинах-автоматах, у которых предусмотрены циклические взаимодействия. Например, тяга 1, которая является частью цепного контура (или шток пневмоцилиндра), играет роль ведущей массы и контактирует с элементом для перемещения груза (например, захватная головка укладочного оборудования) и представлена на схеме ведомой массой m_2 . Роль пассивного элемента выполняет коромысло 2, установленное с возможностью колебательного движения, и может одновременно взаимодействовать с тягой 1 и роликом 3. Последний через упругий элемент жесткостью c (N/m) на первом этапе

обеспечивает передачу силового действия ведомой массе m_2 . В то же время в системе присутствует упругий элемент c_{12} , который передает движение массе m_2 от тяги 1 после выхода последнего из зоны контакта с коромыслом 2.

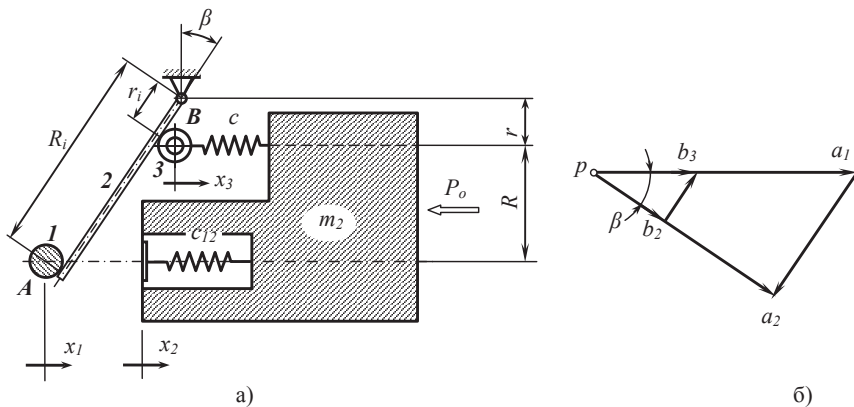


Рис. 1. Расчетная схема (а) и план скоростей (б) механизма горизонтального перемещения с пассивным элементом разгона

В этом исследовании принято предположение, что ведущая масса приведена к тяге и имеет постоянную скорость $\dot{x}_1 = \text{const}$.

Пренебрегая массой коромысла и считая его абсолютно жестким, найдем соотношение между перемещениями и скоростями звеньев 1 и 3 после их контакта и начала движения. На рисунке 1б показан план скоростей точек указанного механизма. На нем отрезок pa_1 показывает абсолютную скорость тяги, отрезок a_1a_2 – относительную скорость $V_{A_2A_1}$ (скорость точки A_2 , принадлежащей коромыслу, относительно скорости тяги); pb_2 – абсолютную скорость точки B_2 , принадлежащей коромыслу; pb_3 – абсолютная скорость точки B_3 , которая принадлежит ролику. При этом очевидна взаимосвязь:

$$\frac{V_{B_3}}{V_{A_1}} = \frac{pb_3}{pa_1}, \quad \frac{V_{B_2}}{V_{A_2}} = \frac{pb_2}{pa_2} = \frac{r_i}{R_i}.$$

Из условия подобия треугольников на плане скоростей, запишем

$$\frac{pb_3}{pa_1} = \frac{pb_2}{pa_2} = \frac{r_i}{R_i},$$

и, соответственно, скорость ролика, m/s:

$$V_{B_3} = \frac{r_i}{R_i} V_{A_1}$$

Поскольку соотношение r_i/R_i на всей фазе поворота коромысла остается постоянным, то оно может быть заменено конструктивным соотношением r/R . Тогда

$$V_{B_3} = V_{A_1} \frac{r}{R}; \quad \dot{x}_3 = \frac{r}{R} \dot{x}_1; \quad x_3 = \frac{r}{R} x_1.$$

Учитывая, что перемещение тяги (ведущей массы) согласно выше упомянутых предположений определяется зависимостью, m:

$$x_1 = \dot{x}_1 t = V_1 t,$$

то перемещение ведомой массы составляет, m:

$$x_3 = \frac{r}{R} V_1 t. \quad (1)$$

Механизм разгона может быть выполнен так, что упругий элемент жесткостью c , в начале взаимодействия с коромыслом через ролик сжат до величины силы сопротивления P_0 . Затем от начала контакта, масса m_2 немедленно начинает перемещение.

Уравнение движения ведомой массы записывается в форме:

$$m_2 \ddot{x}_2 = c(x_3 - x_2) - P_0.$$

Выполнив подстановку, и преобразовав выражение получим:

$$\ddot{x}_2 + \frac{c}{m_2} x_2 = \frac{c r}{m_2 R} V_1 t - \frac{P_0}{m_2}. \quad (2)$$

Начальные условия для решения уравнения на этом этапе имеют вид

$$t_{(n)}^1 = 0; \quad x_{2(n)}^1 = -\frac{P_0}{c}; \quad \dot{x}_{2(n)}^1 = 0.$$

Решение уравнения (2) приводится к форме

$$x_2 = \frac{r V_1}{R} t - \frac{r V_1}{R} \sqrt{\frac{m_2}{c}} \sin \sqrt{\frac{c}{m_2}} t - \frac{P_0}{c}, \quad (3)$$

а нагрузка на упругий элемент определяется выражением, N:

$$P_{np} = \frac{r V_1}{R} \sqrt{m_2 c} \sin \sqrt{\frac{c}{m_2}} t + P_0. \quad (4)$$

При этом нагрузка, воспринимаемая тягой, определяется соотношением, N:

$$P_r = \frac{r^2 V_1}{R^2} \sqrt{m_2 c} \sin \sqrt{\frac{c}{m_2}} t + \frac{r}{R} P_0. \quad (5)$$

Результаты расчетов кинематических и силовых параметров представлены на рис. 2 (а-г) для следующих параметров:

$$m_2 = 100 \text{ kg}; \quad c = 50000 \text{ N/m}; \quad V_1 = 0,2 \text{ m/s}; \quad P_0 = 100 \text{ N}; \quad r/R = 0,3; 0,5; 1.$$

Отношение $r/R = 1$ характерно для движения ведомой массы без использования коромысла в устройстве и рассматривается для сравнения результатов.

Оценивая получаемые графики зависимости, можно прийти к следующим выводам. Колебательный процесс взаимодействия желательно завершить на первом максимальном значении скорости. Это может быть сделано путем определения времени процесса и угла поворота коромысла β . Именно угол поворота коромысла будет определять момент непосредственного контакта тяги с ведущей массой. При соотношении $r/R = 0,5$, можно выйти на соответствие кинематических параметров ведущих и ведомых масс, и в использовании дополнительного упругого элемента с жесткостью c_{12} отпадает необходимость. При неудовлетворительных значениях силового действия на упругий элемент и тягу, а также в случае конструктивной целесообразности необходимо выполнение условия $r/R < 0,5$. В этом случае с уменьшением последнего соотношения силовое взаимодействие уменьшается.

После достижения заданного угла β звено 3 выходит из контакта с коромыслом, а тяга 1 входит в контакт с упругим элементом жесткостью c_{12} . С этого момента начинается второй этап перемещения массы m_2 и уравнение движения примет вид

$$m_2 \ddot{x}_2 = c_{12}(x_1 - x_2) - P_0.$$

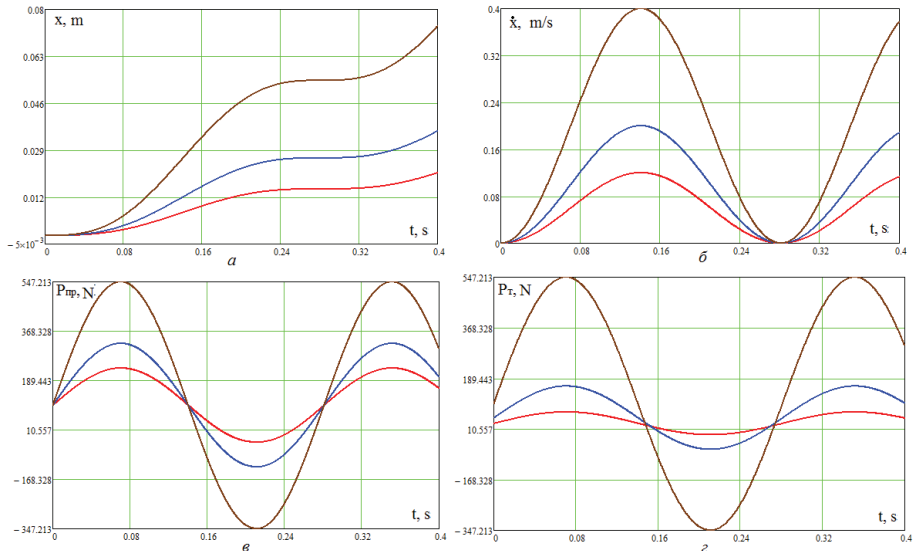


Рис. 2. Графики зависимости: а – перемещения; б – скорости; в – упругого усилия; г – усилия на тяге от времени при условиях:
 — $r/R = 0,3$; — $r/R = 0,5$; — $r/R = 1,0$.

Начальные условия этого этапа соответствуют значениям параметров, с которыми закончился предыдущий этап:

$$t_{(n)}^{II} = 0; \quad x_{2(n)}^{II} = 0; \quad \dot{x}_{2(n)}^{II} = \dot{x}_{2(k)}^I.$$

При этом нагрузка на упругий элемент и тягу определяется выражением, N:

$$P_{\tau} = P_{\text{сп}} = (V_1 - \dot{x}_{2(k)}^I) \sqrt{m_2 c_{12}} \sin \sqrt{\frac{c_{12}}{m_2}} t + P_0. \quad (6)$$

На первом этапе разгона массы m_2 через звено 3 нагрузка на упругий элемент с жесткостью c (N/m) равна сумме статической составляющей P_0 и динамической $\frac{r}{R} V_1 \sqrt{m_2 c} \sin \sqrt{\frac{c}{m_2}} t$, а нагрузка на тягу определяется выражением (5).

В случае разгона массы m_2 на данном этапе непосредственно тягой, нагрузка составила бы, N:

$$P_{\tau} = V_1 \sqrt{m_2 c} \sin \sqrt{\frac{c}{m_2}} t + P_0.$$

Динамическая составляющая нагрузки, как мы видим, уменьшается в $1/(r/R)^2$ раз, а статическая в $1/(r/R)$ раз.

Из уравнения (6) видно, что на втором этапе движения динамическая составляющая нагрузки уменьшается $V_1/(V_1 - \dot{x}_1)$ раз.

Это сравнение показывает целесообразность использования предлагаемого конструктивного решения для ограничения нагрузок в приводах машин.

Уменьшение соотношения r/R снижает нагрузку на первом этапе, а нагрузки на втором этапе – увеличивает.

При целенаправленном выборе r/R можно обеспечить минимизацию величины нагрузки на первом и втором этапах.

Зададимся условием их равенства на двух этапах. Тогда из уравнений 5 и 6 будем иметь:

$$\frac{r^2}{R^2} V_1 \sqrt{m_2 c} + \frac{r}{R} P_0 = (V_1 - \dot{x}_{2(k)}^1) \sqrt{m_2 c_{12}} + P_0. \quad (7)$$

При этом

$$\sin \sqrt{\frac{c}{m_2}} t = 1; \quad t = \frac{\pi}{2} \sqrt{\frac{m_2}{c}}.$$

Дифференцируя выражение (3), находим значение скорости, m/s:

$$\dot{x}_2 = \frac{r}{R} V_1 - \frac{r}{R} V_1 \cos \sqrt{\frac{c}{m_2}} t. \quad (8)$$

Подставляя полученное значение скорости, запишем соотношение

$$\frac{r^2}{R^2} V_1 \sqrt{m_2 c} + \frac{r}{R} P_0 = \left(V_1 - \frac{r}{R} V_1 + \frac{r}{R} V_1 \cos \sqrt{\frac{c}{m_2}} t \right) \sqrt{m_2 c_{12}} + P_0.$$

Тогда

$$\frac{r^2}{R^2} V_1 \sqrt{m_2 c} + \frac{r}{R} (P_0 + V_1 \sqrt{m_2 c_{12}}) - (V_1 \sqrt{m_2 c_{12}} + P_0) = 0. \quad (9)$$

Решение уравнения (9) имеет вид:

$$\left(\frac{r}{R} \right)_{1,2} = \frac{-\left(P_0 + V_1 \sqrt{m_2 c_{12}} \pm \sqrt{\left(P_0 + V_1 \sqrt{m_2 c_{12}} \right)^2 + 4 V_1 \sqrt{m_2 c} \left(V_1 \sqrt{m_2 c_{12}} + P_0 \right)} \right)}{2 V_1 \sqrt{m_2 c}}. \quad (10)$$

Физическому смыслу соответствует только положительные значения соотношения r/R .

В некоторых случаях, возникает необходимость существенного ограничения ускорения ведомой массы. Например, на участках горизонтального перемещения это обеспечивает условие сохранения стойкости изделий при перемещении их толкателем на столе-накопителе.

Продифференцировав выражение (8), находим величину ускорения, m/s^2 :

$$\ddot{x}_2 = \frac{r V_1}{R} \sqrt{\frac{c}{m_2}} \sin \sqrt{\frac{c}{m_2}} t. \quad (11)$$

При использовании рассмотренного механизма ускорение на первом этапе уменьшается в $1/(r/R)$ раз.

Ускорение массы m_2 на первом этапе, m/s^2 :

$$\ddot{x}_2 = (V_1 - \dot{x}_{2(k)}^1) \sqrt{\frac{c_{12}}{m_2}} \sin \sqrt{\frac{c_{12}}{m_2}} t. \quad (12)$$

Максимальным значениям ускорения на первом и втором этапах соответствует условие

$$\frac{r V_1}{R} \sqrt{\frac{c}{m_2}} = k (V_1 - \dot{x}_{2(k)}^1) \sqrt{\frac{c_{12}}{m_2}}, \quad (13)$$

где k — заданная кратность соотношения амплитуд ускорения на первом и втором этапах движения.

Принимая $\dot{x}_{2(k)}^1 = \frac{r}{R} V_1$, получаем:

$$\frac{r}{R} = \frac{kV_1 \sqrt{\frac{c_{12}}{m_2}}}{V_1 \sqrt{\frac{c}{m_2}} + kV_1 \sqrt{\frac{c_{12}}{m_2}}}. \quad (14)$$

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Выполненный теоретический анализ динамики взаимодействия упругих двухмассовых систем позволяет отметить следующее:

1. Пассивные элементы, посредством которых осуществляется взаимодействие между ведущей и ведомой массами позволяют ограничить силовые показатели при ударном нагружении.

2. При использовании пассивных элементов общее взаимодействие может распределяться на несколько этапов с возможностью программирования силовых параметров.

3. Пассивные элементы обеспечивают заданные соотношения кинематических параметров ведомой массы в периоды переходных процессов.

4. За счет изменения геометрического профиля упругого элемента ведомой массе может быть задан закон движения, который расширяет возможности управления выходными параметрами системы.

ЛИТЕРАТУРА

[1] Соколенко А.И., Яровий В.Л., Піддубний В.А. та ін. Моделювання процесів пакування. – Вінниця: Нова книга. – 2004. – 27 с.

[2] Гавва О.М., Кривопляс-Володіна Л.О., Токарчук С.В. та ін. Функціонально-модульне проектування пакувальних машин. – Київ: Сталь. – 2015. – 547 с.

[3] Стоцько З.А. Моделювання технологічних систем. – Львів: Львівська політехніка. – 2013. – 188 с.

[4] Соколенко А.И., Сторижко Й.И., Ярьсько В.П. и др. Погрузочно-разгрузочное и транспортное оборудование в перерабатывающей промышленности. Справочник. – К.: Урожай, 1990. – 152 с.

Для контактов:

Доц., к.т.н. Константин Васильковский, Кафедра технической механики и упаковочной техники, Национальный университет пищевых технологий, г. Киев, Украина, тел.: 044-289-19-04, e-mail: tmipt@nuff.edu.ua

Доклад был рецензирован