

Рис.2. Эпюры износа ползуна и направляющих горизонтально-ковочной машины:  
а, б – с перекосом, в, г – без перекоса

ного ремонта. Имитация условий изнашивания по предлагаемой методике позволяет заранее (на стадии изготовления) компенсировать наиболее неблагоприятный характер износа сопряженных поверхностей путем распределения износостойкости направляющих по длине. Это позволит обеспечить более равномерный характер изнашивания и тем самым позволит увеличить точностную долговечность машины в целом.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Справочник машиностроителя. Т.1/ Под ред. Н.С.Ачеркана. – М.: Машгиз, 1960. – 592с.;
2. Лукичев Д.М., Тимофеев Г.А. Расчет износа элементов кинематических пар с использованием ЭЦВМ. – М.: МВТУ, 1984. – 36с.;
3. Теория механизмов и машин/ Под ред. К.В.Фролова. – М.: Высш. шк., 1987. – 496с.

УДК 621.88.024

А.В. Кузьмин

## ВОЛНОВЫЕ ПРОЦЕССЫ В СТЕРЖНЕВЫХ МЕХАНИЗМАХ

*Белорусский национальный технический университет  
Минск, Беларусь*

Поскольку во многих стержневых механизмах шарнир ведущего звена-кривошипа – совершает гармонические колебания относительно осей координат, то можно ожидать, что остальные звенья механизма также будут в том или ином виде подвержены колебаниям с адекватными волновыми движениями. Рассмотрим этот вопрос на примере кривошипно-ползунного механизма.

На схеме рис. 1 шатун совершает плоско-параллельное движение. В точке А, то есть на оси шарнира, кривошип и шарнир имеют одинаковые скорости. Эта точка совершает колебательные движения, описываемые уравнениями

$$y_A = r \sin(\omega_1 t + \varphi_0) \quad \text{и} \quad x_A = r \cos(\omega_1 t + \varphi_0), \quad (1)$$

где:  $x_A$  и  $y_A$  - координаты точки А,  $\omega_1$  - частота вращения кривошипа,  $\omega_1 = \varphi/t$ ,  $t$  - время,  $\varphi_0$  - начальная фаза отсчета ( в дальнейшем отсчет будем вести от нуля).

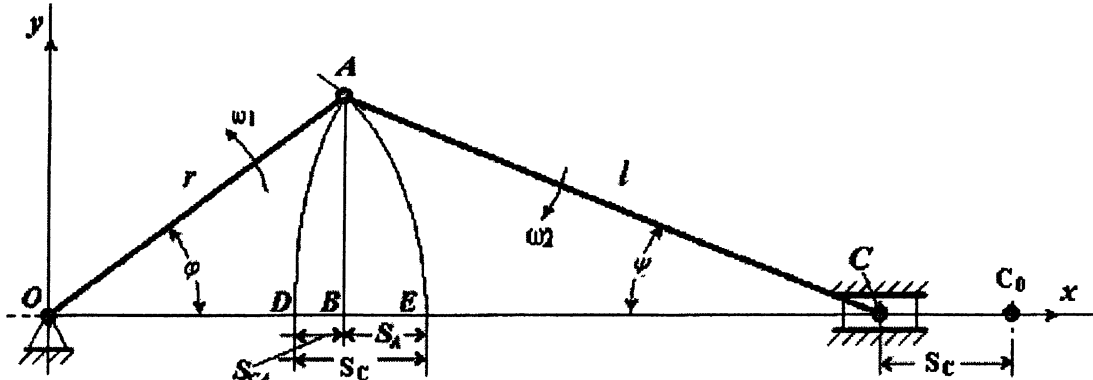


Рис. 1. Схема кривошипно-ползунного механизма

Скорость точки С ползуна определяется известной формулой:

$$\vec{v}_C = \vec{v}_A + \vec{v}_{CA}$$

Вектор  $\vec{v}_C$  направлен вдоль прямой ОС к точке О, а вектор  $\vec{v}_{CA}$  перпендикулярен АС. При этом шатун поворачивается по часовой стрелке с угловой скоростью  $\omega_2$ .

Проекция этих векторов на ось х, то есть на линию ОС

$$v_{Cx} = v_C = v_A \sin \varphi + v_{CA} \sin \beta,$$

где:  $v_A \sin \varphi$  - составляющая скорости  $v_A$  на оси х,

$v_{CA} \sin \beta$  - составляющая скорости  $v_{CA}$  на оси х.

Заменим эти скорости выражениями:

$$v_C = S_C/t, \quad v_A \sin \varphi = S_A/t, \quad v_{CA} \sin \psi = S_{CA}/t,$$

где:  $S_C$  - суммарное перемещение точки С за время  $t$ , то есть за время поворота кривошипа на угол  $\varphi$  от начального положения  $\varphi_0 = 0$  ( когда точка С находится в положении  $C_0$ );  $S_A$  - перемещение проекции точки А кривошипа на ось х за то же время;

$S_{CA}$  - перемещение точки С в мгновенном вращательном движении шатуна относительно точки А.

Таким образом, результирующее перемещение точки С, то есть ползуна

$$S_C = S_A + S_{CA}.$$

Из схемы рис.1 и уравнения (1) видно, что при  $\varphi_0 = 0$  и при  $\omega_1 t = \varphi$

$$S_A = r - r \cos \varphi = r(1 - \cos \varphi) \quad \text{и} \quad S_{CA} = l - l \cos \psi = l(1 - \cos \psi).$$

Учитывая, что  $\sin \psi = \frac{r \sin \varphi}{l} = \sin(\varphi/k)$ , где  $k = l/r$  - параметр механизма, а

также, что

$$\cos \psi = \sqrt{1 - \sin^2 \psi} = \sqrt{1 - \sin^2 \varphi/k^2}$$

получим

$$S_C = r(1 - \cos \varphi) + kr(1 - \sqrt{1 - \sin^2 \varphi/k^2}).$$

Обозначим  $S=S_C/r$ - относительное перемещение ползуна. Тогда окончательно

$$S = 1 - \cos \varphi + k - \sqrt{k^2 - \sin^2 \varphi} = \delta_1 + \delta_2, \quad (2)$$

где  $\delta_1 = 1 - \cos \varphi$  ;  $\delta_2 = k - \sqrt{k^2 - \sin^2 \varphi}$ .

Первая составляющая  $\delta_1$  отражает долю относительного перемещения ползуна, вносимую движением шарнира кривошипа, а вторая,  $\delta_2$ - долю относительного перемещения ползуна, вносимую движением шатуна.

$k := 1.5$

$F(x) := 1 - \cos(x)$                        $x := 0, 0.01.. 2 \cdot \pi$

$f(x) := k - \sqrt{k^2 - \sin(x)^2}$              $x := 0, 0.01.. 2 \cdot \pi$

$\phi(x) := 1 - \cos(x) + k - \sqrt{k^2 - \sin(x)^2}$              $x := 0, 0.01.. 2 \cdot \pi$

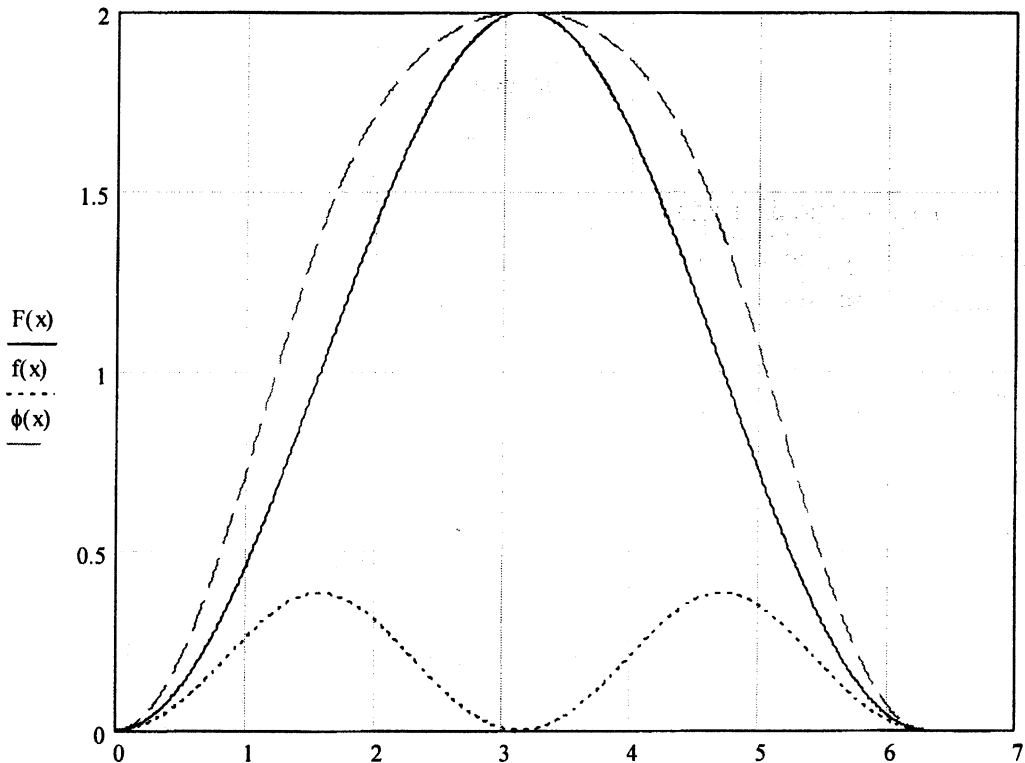


Рис.2. График относительных перемещений звеньев кривошипно-ползунного механизма

На рис.2 показан график изменения величин  $S$ ,  $\delta_1$  и  $\delta_2$  в зависимости от угла  $\varphi$ , построенный в программе Mathcad на основе формулы (2). На нем обозначены:  $S = \phi(x)$ ,  $\delta_1 = F(x)$ ,  $\delta_2 = f(x)$ ,  $x = \varphi$ . Графики построены при  $k=1,5$  в пределах углов поворота кривошипа от нуля до  $2\pi$ , то есть за один цикл его работы. На них отражен типичный колебательный процесс в звеньях механизма, характерный для волнового движения. Ясно, что при вращении кривошипа этот процесс будет периодически повторяться, а перемещения ползуна будут принимать конечные значения, то есть

движение будет шаговым. Поэтому более правильным будет термин “ дискретно-волновое движение”.

Перед графиком приведены формулы для иллюстрируемых величин, записанные в виде, характерном для среды MathCAD. Штриховая линия  $\varphi(x) = S$  показывает изменение перемещения ползуна за один цикл работы механизма, сплошная линия  $F(x) = \delta_1$  показывает изменение перемещения проекции точки А на ось  $x$ , пунктирная линия  $f(x) = \delta_2$  показывает изменение составляющей движения ползуна, вносимой шатуном. Чтобы получить значение  $S$  при любом угле  $\varphi$  нужно сложить ординаты кривых  $F(x)$  и  $f(x)$ , соответствующие этому углу. Нетрудно убедиться, что за половину цикла, то есть при угле поворота  $\varphi = \pi$  относительное перемещение  $S = S_C / r$  должно быть равно двум, а его абсолютная величина равна  $S_C = S \cdot r = 2r$ , что и видно из графика. В экстремальных положениях кривошипа значения  $\varphi(x)$  и  $F(x)$  совпадают, то есть от величины  $k$  они не зависят. Эта величина, соответствующая длине шатуна  $l = rk$ , влияет только на промежуточные значения  $S$ .

Еще раз подчеркнем, что процесс перемещения ползуна имеет волнообразный характер, поскольку одни и те же величины перемещений периодически повторяются во времени, что характерно для волнового движения. Отметим также, что волновой процесс перемещения ползуна в рассматриваемом механизме представляет собой композицию волновых движений его звеньев, поскольку они суммируются. Описанные здесь волновые движения характерны для большого класса рычажных механизмов, в которых гармонические колебания ведущего элемента – шарнира кривошипа - вызывают адекватный колебательный процесс в его звеньях. Они (звенья) образуют собой различные по конфигурации движущиеся контуры (обычно треугольного или трапецеидального профиля), то есть некие своеобразные волны, которые периодически возникают, трансформируются и распадаются в процессе вращения кривошипа. Эти трансформации и являются первопричиной дискретно- волновых движений в механизме.

Отметим, что аналогичные результаты можно получить и при традиционном подходе к анализу работы этого механизма, приведенному во всех учебниках по теории механизмов и машин. Перемещение ползуна рассматривается как результат разницы длин кривошипа и шатуна и их проекций на ось  $x$  (см. рис. 1):

$$S_C = r + l - r \cos \varphi - l \cos \psi$$

Используя приведенные выше соотношения получим

$$S = 1 + k - \cos \varphi - \sqrt{k^2 - \sin^2 \varphi} .$$

Однако при таком подходе упускается важный аспект работы механизма, а именно-

дискретно- волновой характер движения его звеньев, поскольку в последнем выражении не сгруппированы компоненты, определяющие отдельные составляющие этого движения. Перегруппировав входящие в исходную формулу составляющие получим приведенное выше выражение (2)

$$S = 1 - \cos \varphi + k - \sqrt{k^2 - \sin^2 \varphi} = \delta_1 + \delta_2 .$$

Сравним классические определения волнового движения с характером движения в кривошипно-ползунном механизме и попытаемся найти аналогии. В общем случае волны - это возмущения (изменения состояния среды или поля), распространяющиеся в пространстве с определенной скоростью. При этом важно отметить, что состояния среды или поля могут испытывать какие- то видоизменения или искажения (расплываться, искажаться и т. п.). В физике волнами или волной

называют всякое изменяющееся во времени пространственное чередование максимумов и минимумов любой физической величины, например плотности вещества, температуры, деформации, напряженности электрического поля и т. д.

По аналогии с этими определениями можно отметить, что в кривошипно-ползунном механизме имеются все признаки волнового движения. Здесь возмущению подвергается контур механизма, составленный из его звеньев, положение которых в пространстве непрерывно меняется. Мы имеем дело с вынужденной волной переменной формы, генерируемой ведущим звеном- кривошипом. В процессе движения одни и те же положения звеньев контура механизма и соответствующие им перемещения ползуна периодически повторяются, что также подчеркивает их волновой характер. Таким образом, сходство явлений в обоих случаях позволяет отнести кривошипно-ползунный механизм к категории дискретно-волновых с жесткими звеньями.

Затронем еще один аспект обсуждаемого вопроса. Известно, что гармонические волны не переносят массу той среды, в которой они распространяются. Это устойчивое убеждение иногда относят даже к асимметричным одиночным волнам, способность которых к массопереносу уже убедительно доказана. Однако существует множество примеров технических устройств, в которых гармонические колебания звена, связанного с трансформирующей движение кинематической цепью механизма, преобразуются в дискретно-волновое движение рабочего органа, который непосредственно и осуществляет перенос вещества. К ним можно отнести, например вибрационные и инерционные конвейеры, а также и кривошипно-ползунный механизм. Например, в поршневых насосах с таким механизмом перекачка жидкости осуществляется за счет возвратно-поступательного движения поршня, соединенного с шатуном. При каждом рабочем ходе насос эстафетным способом ( когда предыдущие объемы вещества выталкивают последующие) гонит жидкость отдельными волнами (порциями), функционируя как шаговый механизм дискретно-волнового движения. Поэтому говорить о бесперспективности использования в технических устройствах гармонических волн для переноса массы по меньшей мере опрометчиво.

УДК 669.056.9:629.118.6

В.Л. Басинюк

## СОЗДАНИЕ ИЗ АЛЮМИНИЕВЫХ СПЛАВОВ ПЕРЕДАЧ ЗАЦЕПЛЕНИЕМ ПОВЫШЕННОЙ НАДЕЖНОСТИ

*Институт механики и надежности машин НАН Беларуси  
Минск, Беларусь*

Алюминиевые сплавы имеют втрое меньший, по сравнению со сталью, удельный вес и обладают лучшими демпфирующими характеристиками, что обуславливает привлекательность их применения для изготовления передач зацеплением пониженной виброактивности, используемых в кинематических приводах, топливных насосах и сервисных устройствах изделий аэрокосмического назначения, для которых вес элементов конструкции имеет не меньшее значение, чем надежность. К важнейшей особенности реализации этого подхода можно отнести также возможность существенного снижения уровня виброакустической активности