

Литература

1. Костенко Г.С., Кутепов А.М., Жихарев А.С. Исследование сепарации вторичных паров методом частичной конденсации в режиме поперечного тока // Журнал прикладной химии, №8, 1982, Т.55, С.1780.
2. Костенко Г.С., Кутепов А.М., Жихарев А.С., Касьяненко М.К. Исследование сепарации вторичных паров методом частичной конденсации при продольном обтекании одиночного элемента // Журнал прикладной химии, 1982. №8, с.1801.
3. Жихарев А.С. Сепарация пара методом частичной конденсации на трубном пучке // Известия МГТУ «МАМИ» №3(17), 2013, т.2, с. 69-73.
4. Жихарев А.С., Черепанова О.А. Расчёт эффективности улавливания капель в осевых центробежных сепараторах с лопастными завихрителями // Известия МГТУ «МАМИ» №1(15), 2013, т. 4, с. 86-89.

Способ внутрициклового регулирования кинематических параметров рычажного механизма

К.т.н. доцент Иванов В.А., к.т.н. доцент Бровкина Ю.И.

Университет машиностроения

8(499)267-07-12, tmir1941@mail.ru

8(499)267-07-12, sili2@yandex.ru

Аннотация. Рассмотрена возможность получения любого требуемого закона движения выходного звена в четырёхзвенном рычажном механизме путем внутрициклового изменения длины какого-либо звена. Выведены аналитические зависимости для определения закона изменения длин звеньев, обеспечивающего требуемые кинематические характеристики выходного звена. Приведён пример осциллограммы перемещений и скоростей рабочего звена опытного образца машины с кривошипно-ползунным приводом, обеспечивающим постоянство скорости рабочего звена в заданном диапазоне перемещений.

Ключевые слова: внутрицикловое изменение длин звеньев, требуемый закон движения.

Современное машиностроение отличается многообразием машин и механизмов, выполняющих самые разнообразные комплексы технологических операций. Качественные характеристики этих операций и производительность машин в значительной мере зависят от законов движения их исполнительных органов. Однако в ряде случаев практическая реализация требуемых законов движения приводит к значительному усложнению кинематических схем проектируемых механизмов, что часто снижает работоспособность, надёжность, технологичность конструкций. В этих условиях целесообразно использовать простейшие схемы рычажных механизмов с регулируемым движением выходных звеньев [1, 2, 3, 4, 5, 6]. Одним из эффективных методов регулирования кинематических параметров рабочих звеньев является периодическое, подчиняющееся определённому закону, изменение размеров одного или нескольких звеньев внутри цикла работы устройства – внутрициклового изменения длин звеньев.

Если, например, в синусном механизме (см. рисунок 1) перемещения, скорости и ускорения описываются зависимостями

$$S_0 = r_0(1 - \cos \varphi), \quad V_0 = \omega \cdot r_0 \cdot \sin \varphi, \quad \alpha_0 = \omega^2 \cdot r_0 \cdot \cos \varphi, \quad (1)$$

то при внутрицикловом изменении длины кривошипа зависимости (1) примут вид:

$$S = r_\varphi(1 - \cos \varphi), \quad (2)$$

$$V = \omega \cdot [r_\varphi \cdot \sin \varphi + r'_\varphi \cdot (1 - \cos \varphi)], \quad (3)$$

$$\alpha = \omega^2 \cdot [r_\phi \cdot \cos \phi + 2 \cdot r'_\phi \cdot \sin \phi + r''_\phi (1 - \cos \phi)], \quad (4)$$

где r_ϕ — изменяющаяся длина кривошипа,

$r_{\varphi}^i = \frac{dr_{\varphi}}{d\varphi}$, $r_{\varphi}^{ii} = \frac{d^2 r_{\varphi}}{d\varphi^2}$ – первая и вторая производные длины кривошипа по углу его пово-

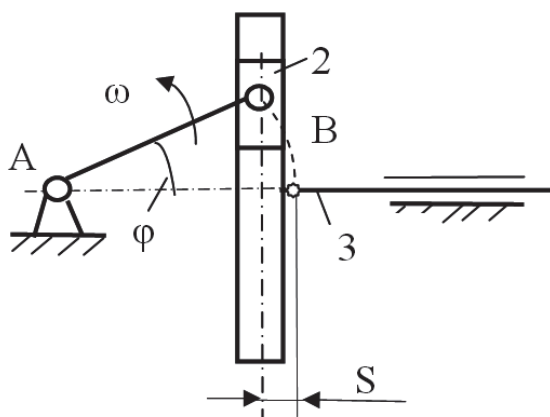


Рисунок 1. Схема синусного механизма

Длина кривошипа переменна и меняется по некоторому закону $r_\varphi = f(\varphi)$ (рисунок 2).

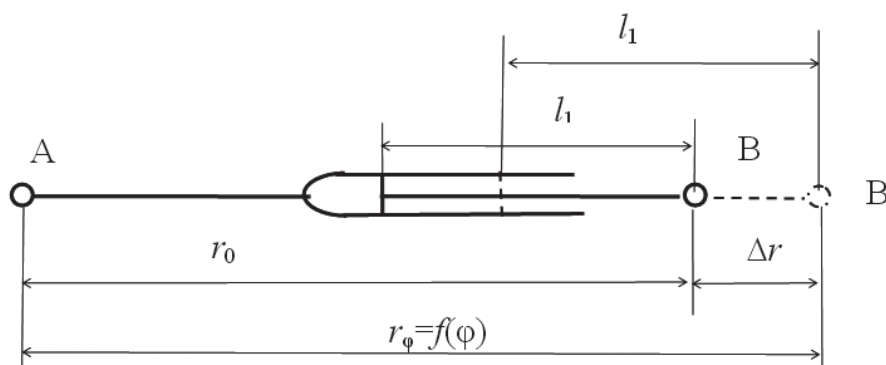


Рисунок 2. Схема изменения длины звена

Величины коррекций кинематических параметров $\Delta S = S - S_0$, $\Delta V = V - V_0$, $\Delta \alpha = \alpha - \alpha_0$ в кулиском механизме пропорциональны изменению длины кривошипа $\Delta r_\varphi = r_\varphi - r_0$. В дальнейшем задача может быть сведена к синтезу закона изменения длины кривошипа r_φ с целью обеспечения требуемого закона движения S_φ ведомого звена 3.

Остановимся более подробно на кривошипно-ползунном механизме. В общем случае для регулирования закона движения ползуна можно вводить внутрицикловые изменения длин кривошипа r , шатуна l и дезаксиала e . В качестве примера будем рассматривать влияние изменения длины шатуна $l(\varphi)$ или безразмерного параметра $\lambda(\varphi) = l/r_0$ на кинематические параметры механизма. Вопрос о способах изменения длины шатуна за цикл движения механизма затрагиваться не будет.

Расчётная схема кривошипно-ползунного механизма представлена на рисунке 3. AB_0C_0 и AB_KC_K – соответственно крайние начальное и конечное положения. ABC – текущее поло-

жение механизма. Текущее перемещение S ползуна определяется разностью:

$$S = P_0 C - P_0 C_0 = (PC - PC_0) - P_0 C_0, \quad (5)$$

где

$$PC = \sqrt{l^2 - (e_0 + r_0 \cdot \sin \beta)^2}; \quad P_0 C_0 = \sqrt{(l_0 - r_0)^2 - e_0^2}, \quad (6)$$

$$PC_0 = r_0 \cdot \cos \varphi; \quad \beta = \arcsin \frac{e_0}{(l_0 - r_0)} - \varphi, \quad (7)$$

r_0 – неизменная длина кривошипа,

l_0 и l – соответственно начальная и текущая (изменяемая) длины шатуна, которым соответствуют безразмерные параметры $\lambda_0 = \frac{l_0}{r_0}$ и $\lambda = \frac{l}{r_0}$,

e_0 – неизменная величина дезаксиала, которой соответствует безразмерный параметр $\nu_0 = \frac{e_0}{r_0}$,

φ – текущий угол поворота кривошипа (обобщённая координата).

После подстановки выражений (6) и (7) в (5) формула для расчёта перемещений рабочего звена примет вид:

$$S = r_0 \cdot \left[\sqrt{\lambda^2 - (\nu_0 + \sin \beta)^2} - \cos \beta - \sqrt{(\lambda_0 - 1)^2 - \nu_0^2} \right]. \quad (8)$$

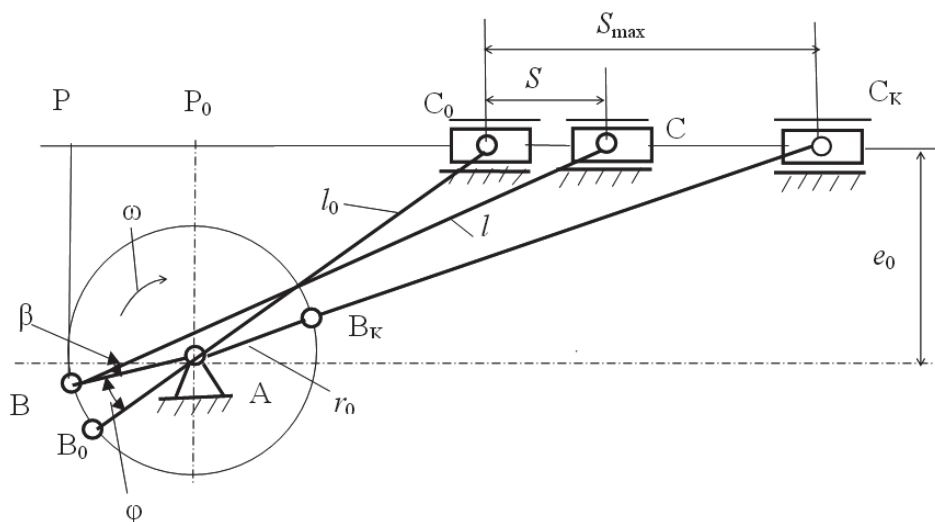


Рисунок 3. Расчётная схема кривошипно-ползунного механизма

Перепишем зависимость (8) в функции обобщённой координаты φ :

$$S = r_0 \cdot \left\{ \sqrt{\lambda^2(\varphi) - \left(\nu_0 + \frac{\nu_0 \cdot \cos \varphi - \sqrt{(\lambda_0 - 1)^2 - \nu_0^2} \cdot \sin \varphi}{\lambda_0 - 1} \right)^2} - \frac{\sqrt{(\lambda_0 - 1)^2 - \nu_0^2} \cdot \cos \varphi + \nu_0 \cdot \sin \varphi}{\lambda_0 - 1} - \sqrt{(\lambda_0 - 1)^2 - \nu_0^2} \right\}. \quad (9)$$

Первая и вторая производные перемещения S по времени t представляют собой соответственно скорости и ускорения рабочего звена. Ограничимся записью лишь уравнения для скорости, зависимость для определения ускорений достаточно громоздка и практически расчёт ускорений целесообразно проводить на ЭВМ с использованием расчётных математиче-

ских программ, например MathCad 14:

$$V = \frac{\omega \cdot r_0}{\lambda_0 - 1} \left\{ \frac{(\lambda_0 - 1)^2 \cdot \lambda(\varphi) \cdot \lambda'(\varphi) - \left[\nu_0 \cdot (\lambda_0 - 1 + \cos \varphi) - \sqrt{(\lambda_0 - 1)^2 - \nu_0^2} \cdot \sin \varphi \right] \cdot \dots}{\sqrt{(\lambda_0 - 1)^2 \cdot \lambda^2(\varphi) - \left[\nu_0 \cdot (\lambda_0 - 1 + \cos \varphi) - \sqrt{(\lambda_0 - 1)^2 - \nu_0^2} \cdot \sin \varphi \right]^2}} \dots \right. \quad (10)$$

$$\left. \dots \frac{\left[\nu_0 \cdot \sin \varphi + \sqrt{(\lambda_0 - 1)^2 - \nu_0^2} \cdot \cos \varphi \right] - \nu_0 \cdot \cos \varphi + \sqrt{(\lambda_0 - 1)^2 - \nu_0^2} \cdot \sin \varphi}{\dots} \right\},$$

где $\lambda' = \frac{d\lambda}{d\varphi}$ и $\lambda'' = \frac{d^2\lambda}{d\varphi^2}$ – соответственно первая и вторая производные параметра λ по углу φ поворота кривошипа.

Зависимости (8 – 10) справедливы и для кривошипно-ползунного механизма с постоянной длиной шатуна, когда $l = l_0 = \text{const}$, $\lambda = \lambda_0 = \text{const}$, $\lambda' = 0$, $\lambda'' = 0$.

Величины коррекций перемещений и скоростей рабочего звена, обусловленные изменением длины шатуна, определяются выражениями:

$$\Delta S = r_0 \cdot \left\{ \sqrt{\lambda^2(\varphi) - \left(\nu_0 + \frac{\nu_0 \cdot \cos \varphi - \sqrt{(\lambda_0 - 1)^2 - \nu_0^2} \cdot \sin \varphi}{\lambda_0 - 1} \right)^2} - \right. \quad (11)$$

$$\left. - \sqrt{\lambda_0^2 - \left(\nu_0 + \frac{\nu_0 \cdot \cos \varphi - \sqrt{(\lambda_0 - 1)^2 - \nu_0^2} \cdot \sin \varphi}{\lambda_0 - 1} \right)^2} \right\},$$

$$\Delta V = \frac{\omega \cdot r_0}{\lambda_0 - 1} \left\{ \frac{(\lambda_0 - 1)^2 \cdot \lambda(\varphi) \cdot \lambda'(\varphi) - \left[\nu_0 \cdot (\lambda_0 - 1 + \cos \varphi) - \sqrt{(\lambda_0 - 1)^2 - \nu_0^2} \cdot \sin \varphi \right] \cdot \dots}{\sqrt{(\lambda_0 - 1)^2 \cdot \lambda^2(\varphi) - \left[\nu_0 \cdot (\lambda_0 - 1 + \cos \varphi) - \sqrt{(\lambda_0 - 1)^2 - \nu_0^2} \cdot \sin \varphi \right]^2}} \dots \right. \quad (12)$$

$$\dots \frac{\left[\nu_0 \cdot \sin \varphi + \sqrt{(\lambda_0 - 1)^2 - \nu_0^2} \cdot \cos \varphi \right] - \nu_0 \cdot \cos \varphi + \sqrt{(\lambda_0 - 1)^2 - \nu_0^2} \cdot \sin \varphi}{\dots} \left. \dots \right\}$$

Решая уравнение (9) относительно безразмерного параметра λ , получим выражение для закона изменения длины шатуна $l(\varphi)$, необходимого для осуществления требуемого закона движения $S(\varphi)$ ползуна кривошипно-ползунного механизма:

$$\lambda(\varphi) = \frac{1}{r_0} \left\{ \left[S(\varphi) + \frac{[(\lambda_0 - 1 + \cos \varphi) \cdot \sqrt{(\lambda_0 - 1)^2 - \nu_0^2} + \nu_0 \cdot \sin \varphi] \cdot r_0}{\lambda_0 - 1} \right]^2 + \right. \quad (13)$$

$$\left. \left[\frac{[\nu_0 \cdot (\lambda_0 - 1 + \cos \varphi) - \sqrt{(\lambda_0 - 1)^2 - \nu_0^2} \cdot \sin \varphi] \cdot r_0}{\lambda_0 - 1} \right]^2 \right\}^{0,5}.$$

Полученные зависимости (8 – 13) дают возможность разработчику решить задачи синтеза и кинематического анализа кривошипно-ползунного механизма, обеспечивающего требуемый технологическим процессом закон движения ползуна. Удобным и доступным способом внутрициклового изменения длины звена, на наш взгляд, является использование управляющего кулачка. Схема кривошипно-ползунного механизма и изменяемой длиной шатуна 3 с помощью кулачка 2, жёстко закреплённого на кривошипе 1, представлена на рисунке 4.

Предложенная авторами методика расчёта легла в основу создания механизма машины для раскроя листового материала, обеспечивающего постоянство скорости движения рабочего звена на заданном участке. Проведённые экспериментальные исследования подтвердили правильность теоретических выводов. Осциллограмма перемещения и скорости рабочего звена устройства показана на рисунке 5.

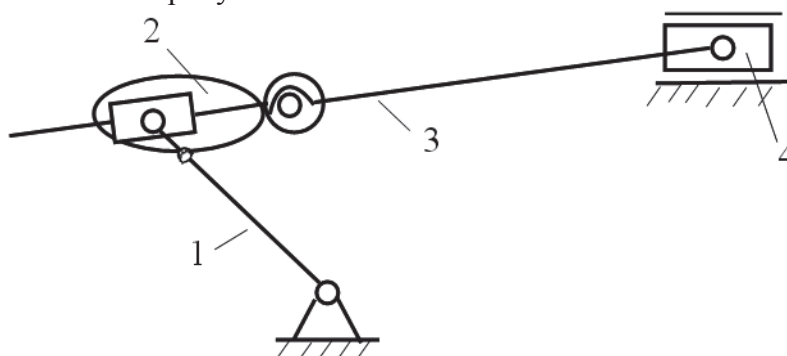


Рисунок 4. Схема кривошипно-ползунного механизма с изменяемой длиной шатуна

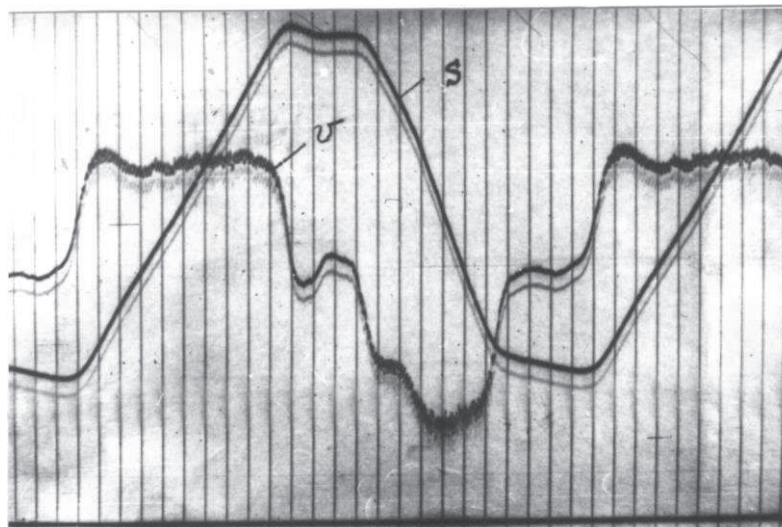


Рисунок 5. Осциллограмма перемещения и скорости рабочего звена экспериментального устройства

Максимальное отклонение скорости от средней (равномерной) составило 4,1%, при этом произошло снижение максимума скорости на 12% (в машине с постоянной длиной шатуна скорость рабочего звена изменялась по закону, близкому к синусоидальному). Погрешность в воспроизведении постоянной скорости связана, на наш взгляд, с наличием дополнительных элементов в приводе опытной машины в виде звёздочек, цепей, зубчатых колёс и др.

Литература

1. Еремеев Н.В. К синтезу плоских механизмов с изменяемым законом движения рабочего звена: Анализ и синтез механизмов.- М.: Машиностроение, 1966.
2. Еремеев Н.В. Об одном устройстве для преобразования движения: //Труды института механики, №10. - М.: МГУ, 1971.

3. Еремеев Н.В. О регулируемых и регулирующих механизмах // Вестник МГУ, №4. – М.: МГУ, 1975. – 183 с.
4. Боннел Р.Д., Кофер Ж.А. Кинематический синтез регулируемого четырёхзвенного механизма // Прикладная механика, №1. – М.: Мир, 1966.
5. Макговерн Д.Ф., Сандор Д.Н. Кинематический синтез регулируемых механизмов // Конструирование и технология машиностроения, №2. Труды американского общества инженеров-механиков, 1973.- 88 с.
6. Иванов В.А., Чупин Ю.Н. К вопросу внутрициклового регулирования кинематических параметров механических приводов каретки диагонально-резательных машин шинного производства // Химическое машиностроение, выпуск VI. – М.: МИХМ, 1976. – 160 с.

Метод испытаний пластмасс на выносливость

К.т.н. доц. Щербаков Ю.М., к.т.н. доц. Фролов В.Н.

Университет машиностроения
8(499)267-16-73

Аннотация. Предложен метод испытаний пластмасс на выносливость при плоском поперечном изгибе в режиме заданной циклической деформации. Получены соотношения для расчёта величин прогибов, углов поворота концевых участков образца и технологического зазора δ между штифтами в подвижных опорах и образцом при поперечном изгибе образца, свойства которого заданы линейно-упругой и нелинейно-упругой (по степенному закону) моделями. Для определения зависимости напряжений от числа циклов до разрушения образца предложен метод оценки напряжений с использованием зависимости деформаций от числа циклов до разрушения и зависимости напряжений от деформаций, полученных при квазистатических испытаниях в режиме “мгновенного” нагружения.

Ключевые слова: *метод испытаний, поперечный изгиб, выносливость пластмасс.*

Основные методы испытаний пластмасс на выносливость при изгибе

Для изучения выносливости материала обычно проводятся испытания образцов в циклическом режиме нагружения до их разрушения. В результате испытаний определяется предел выносливости [1]. Существует три основных режима испытаний на выносливость: при заданной нагрузке (напряжении), при заданной деформации и при заданной энергии деформации [2].

В настоящее время наиболее широко применяемыми методами определения предела выносливости являются следующие:

- испытания вращающегося образца круглого поперечного сечения в условиях чистого изгиба [3];
- испытание на поперечный изгиб консольно-закрепленного вращающегося образца под действием веса груза, приложенного к краю консоли [4];
- испытания на плоский поперечный изгиб консольно-закрепленного образца в режиме заданной деформации, где используются образцы с плавным переходом сечения от рабочей зоны к зоне закрепления.

По результатам испытаний строится кривая Велера в координатах N_p и σ_{\max} , где N_p – число циклов до разрушения образца, σ_{\max} – максимальное нагрузочное напряжение в образце.

В работе [5] приведена схема натуральных испытаний металлических заклепочных соединений на выносливость в условиях поперечного изгиба. Образец (заклепочное соединение) закреплялся по центру на столе электромеханического возбудителя колебаний, так что центральная часть образца получала вибрационное воздействие, а сам образец за счет инерционных сил находился в условиях колебательного движения при поперечном изгибе. Эта схема