



СИНТЕЗ ПРЯМОЛИНЕЙНО-НАПРАВЛЯЮЩЕГО МЕХАНИЗМА ДЛЯ ОТРЕЗКИ ЗАГОТОВОК ЭСКИМО

В статье рассматривается вопрос о применении шарнирного четырехзвенного механизма в технологической линии производства эскимо для отрезки заготовок (полуфабрикатов). Шарнирный четырехзвенный механизм характеризуется простотой и низкой стоимостью конструкции, высокой износостойкостью и минимальными потерями на трение. Отмечено, что для соответствия вида движения требуемой технологии необходим синтез нового шарнирного четырехзвенного прямолинейно-направляющего механизма по шести параметрам самого механизма и по трем параметрам шатунной кривой (габаритным размерам, длине прямолинейного участка и точности). Рассмотрена методика выбора оптимальных параметров механизма по наименьшей относительной величине работы сил сопротивления. Спроектированная схема механизма характеризуется высокой точностью прямолинейного участка и минимальной относительной величиной работы сил сопротивления, равной $0,401 \text{ м}^3/\text{с}^2$, что на 101% меньше, чем у известного аналога Tetra Pak Hoyer Straightline N.

Прямолинейно-направляющий механизм, шатунная кривая, эскимо, метод сканирования.

Введение. Направляющие механизмы предназначены для осуществления движения согласно заданной шатунной кривой траектории, описываемой какой-либо точкой шатуна при его движении. Эти механизмы находят применение в машиностроении, пищевой промышленности и других отраслях. Например, при шлифовании деталей сложного профиля [3]; при отрезке заготовок эскимо (прямолинейно-направляющие механизмы Tetra Pak Hoyer Straightline 600C, Straightline N¹ и др.); при ориентировании изделий на некоторых упаковочных машинах типа Flow-Pack. В последних двух случаях используются прямолинейно-направляющие механизмы, которые характеризуются наличием на шатунной кривой прямолинейного участка.

Направляющие и прямолинейно-направляющие механизмы могут быть рычажными и иметь различную структуру [3], либо могут представлять собой сочетание сразу нескольких приводов (сервомоторов, пневмоприводов и т.п.) и исполнительных элементов (например, устройство резки экструзионных линий Tetra Pak M3 и A3²). Следует заметить, что наличие поступательных кинематических пар в таких прямолинейно-направляющих устройствах способствует сравнительно быстрому износу элементов этих пар и является причиной снижения КПД устройства, ограничения его производительности, а также его частого технического обслуживания.

Большинство известных конфигураций шатунных кривых, особенно с прямолинейными участками, можно получить, используя шарнирный четырехзвенный механизм, который отличается не только простотой и низкой стоимостью конструкции, но и высокой

износостойкостью входящих в него элементов (подшипников качения), что гарантирует надежность и минимальные потери на трение при его работе. При этом к точности изготовления звеньев и сборке механизма предъявляются высокие требования, нарушение которых может сказываться на точности получаемой шатунной кривой. Однако современные технологии машиностроения позволяют производить детали с допуском до 0,01 мм, что во многом гарантирует отсутствие погрешностей при сборке. Конструкция шарнирного четырехзвенного механизма располагает минимальным количеством звеньев, что также дает преимущества при сборке и эксплуатации устройства по сравнению с 6–7-звенными механизмами Tetra Pak Hoyer Straightline N, Straightline 600C.

О шарнирных четырехзвенных прямолинейно-направляющих механизмах. Параметрами шарнирных четырехзвенных кривошипно-коромысловых механизмов (рис. 1, 4) являются длины звеньев: кривошипа (1) – a , плеч шатуна (2) – b и k , коромысла (3) – c , стойки (4) – d ; а также угол конфигурации шатуна ξ . Все кривошипно-коромысловые механизмы должны удовлетворять условию существования кривошипа (правилу Грасгофа):

$$a + d < b + c, \quad (1)$$

при выполнении которого кривошипом будет являться наименьшее из звеньев.

Наиболее известными прямолинейно-направляющими механизмами являются механизмы П.Л. Чебышева (механизмы № 615, 616 [2]), характерной особенностью которых является симметрия шатунной кривой, что достигается следующими условиями:

$$b = c = k;$$

$$\xi = 180^\circ,$$

в результате чего они определяются лишь тремя параметрами: a , b и d .

¹ Доступны на видеохостинге YouTube

² Доступно на www.tetrapak.com/ru

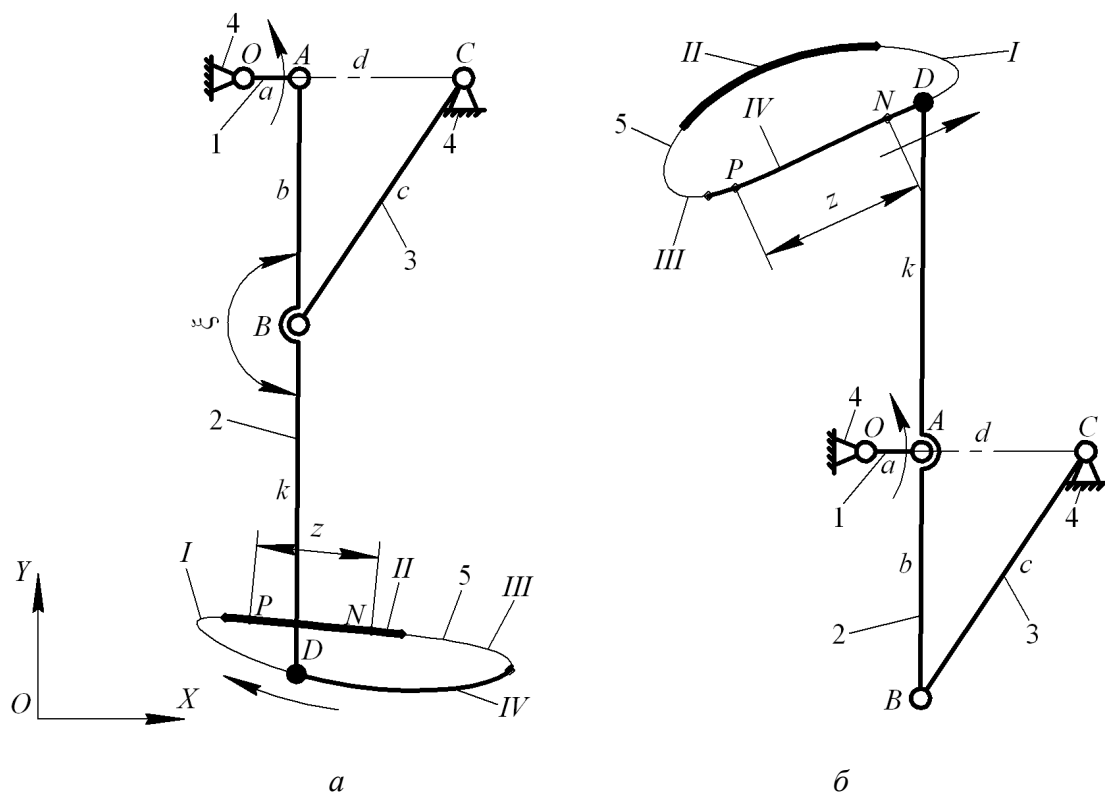


Рис. 1. Прямолинейно-направляющие механизмы, синтезированные по 5 параметрам:
 $b = 4,4a$; $c = 5,3a$; $d = 3,93a$; $k = 6,23a$; $\xi = 180^\circ$ (a); $\xi = 0^\circ$ (б)

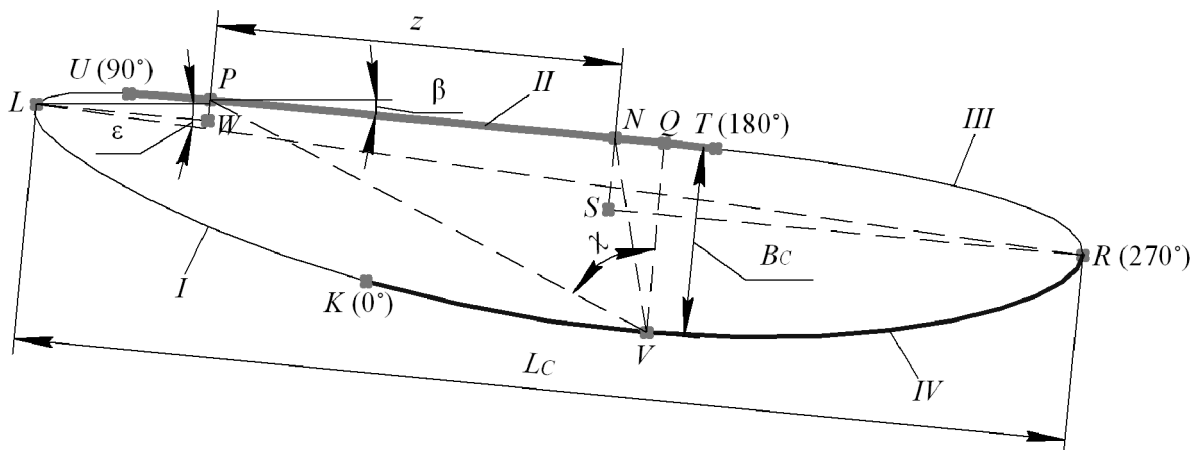


Рис. 2. Несимметричная шатунная кривая

Механизмы П.Л. Чебышева пока не нашли широкого практического применения в технологических машинах, однако они достаточно хорошо изучены и при их модификации [6, 11] могут использоваться в некоторых технологиях.

Расширить сферу применения кривошипно-коромысловых прямолинейно-направляющих механизмов можно путем использования несимметричной шатунной кривой 5 (рис. 1, 2), что позволит добиться большего соответствия вида движения требуемой технологии. Число определяющих параметров механизма при этом будет более трех, что во многом ус-

ложняет решение задачи об определении параметров механизма. Однако тщательная проработка методики синтеза наряду с изучением шатунной кривой позволяет найти оптимальное решение задачи при определении всех 6 параметров: a , b , c , d , k , ξ , в частности, при синтезе механизма для отрезки заготовок эскимо.

Существующие подходы к решению поставленной задачи. Известны следующие основные аналитические методы синтеза передаточных и направляющих механизмов: интерполирование функций, квадратическое приближение и наилучшее приближение функций [1].

Первые два метода требуют задания ряда условий и позволяют выполнять эти условия лишь в нескольких положениях механизма, недостаточно далеко удаленных друг от друга. При этом должна быть предварительно получена некоторая приближающая функция. Вид приближающей функции при этом будет оказывать существенное значение на трудоемкость решения поставленной задачи, главным образом на возможность последующего вычисления искомых параметров из коэффициентов определяющей функции.

Метод наилучших приближений обеспечивает высокую точность решения поставленной задачи, однако отличается трудоемкостью вычислений и применяется для синтеза направляющих механизмов, выходное звено которых совершает движение по горизонтальной или вертикальной прямой, либо по окружности [8].

Методы Л. Бурместера [1] и аналитические методы, изложенные в [11], позволяют по заданным четырем–пяти точкам траектории получить положения плоской фигуры в пространстве и связать ее с остальными звеньями. Но при использовании таких методов значения задаваемых точек, если они изначально не известны и задаются впервые, будут играть решающую роль в достижении поставленной цели.

В работе [6] представлены численно-аналитические методы оптимального синтеза рычажных механизмов, в частности кривошипно-кулисных. Но тем не менее разработка механизма, включающего только низшие вращательные кинематические пары, остается наиболее предпочтительной.

Универсальным и современным средством является использование специальных программных сред [4, 5, 12]. Но в большинстве случаев многие программы не являются доступными. Кроме того, проектировщики должны обладать специальными навыками пользования подобными программами.

Способ составления приближающей функции путем замены выходной точки шатуна поступательной кинематической парой, а также способы, изложенные в [7], позволяют получить шатунную кривую с прямолинейным участком заданной длины, но без учета угла конфигурации шатуна и габаритных размеров шатунной кривой.

С развитием вычислительной техники все более популярными становятся методы оптимизационного синтеза передаточных, в том числе и направляющих, механизмов [9, 10].

Ниже представлен способ решения поставленной задачи, в основу которого положен оптимизационный метод сканирования с использованием оценочных параметров. Преимуществами такого метода являются наглядность, простота реализации, высокая вероятность нахождения оптимальных параметров, выраженных в целых числах (миллиметрах), что упрощает процесс конструирования и сборки устройства. Недостатком метода является продолжительный по времени этап выполнения поиска.

Характеристики шатунной кривой. На шатунной кривой (рис. 2) в соответствии с интервалами положения кривошипа можно выделить 4 фрагмента, на

которых может находиться точка D механизма: I (от 0 до 90°), II (от 90° до 180°), III (от 180° до 270°), IV (от 270° до 360°).

Фрагмент II приведенной шатунной кривой содержит прямолинейный участок PN длиной z . Фрагменты II и IV могут взаимно меняться назначением в зависимости от конфигурации механизма, и в механизме на рис. 1б прямолинейный участок PN будет расположен на фрагменте IV.

Необходимость отступа точек P и N от точек U и T объясняется наличием криволинейности в точках U и T при переходе к фрагментам I и III. Рекомендуемая величина такого отступа в эквиваленте угла поворота кривошипа составляет 15°–25°. Если величина отступа составит 15°, то точке P шатунной кривой на рис. 2 будет соответствовать угол поворота кривошипа $\varphi_P = 105^\circ$, а точке N – угол поворота кривошипа $\varphi_N = 165^\circ$.

Основными характеристиками шатунной кривой являются длина z участка PN , его точность F и габаритные размеры шатунной кривой L_C и B_C .

Длина z участка PN , как и некоторых других характеристик шатунной кривой, определяется согласно теореме Пифагора с подстановкой значений координат точки D , совпадающих с координатами точек P и N : X_P, Y_P, X_N, Y_N :

$$z = \sqrt{(X_P - X_N)^2 + (Y_P - Y_N)^2}. \quad (2)$$

Точность F прямолинейного участка PN (рис. 3) является неотъемлемой характеристикой шатунной кривой, поскольку позволяет найти оптимальное геометрическое решение:

$$F = \frac{z}{M}, \quad (3)$$

где $M = \sqrt{\frac{\sum_{i=\varphi_P}^{i=\varphi_N} h_i^2}{\varphi_N - \varphi_P}}$ – среднеквадратическое отклонение шатунной кривой 1 от прямой 2 (заданной функции). Здесь h_i вычисляется по формуле

$$h_i = \sqrt{(X_{Di} - X_P)^2 + (Y_{Di} - Y_P)^2} \cdot \sin \left(\arctg \left(\frac{Y_{Di} - Y_P}{X_{Di} - X_P} \right) - \beta \right), \quad (4)$$

где X_{Di} и Y_{Di} – координаты точки D на участке PN ; $\beta = \arctg \left(\frac{Y_N - Y_P}{X_N - X_P} \right)$ – угол наклона прямой 2. Координаты точки D здесь вычисляются координатным способом.

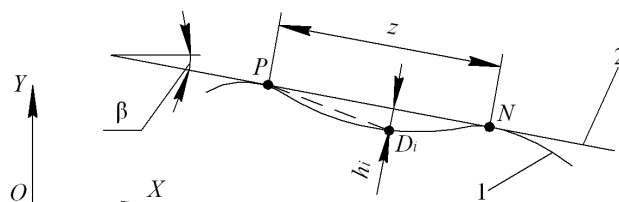


Рис. 3. Утрированный фрагмент шатунной кривой, изображающий неточность участка PN

Длину L_C и ширину B_C шатунной кривой (рис. 2) следует ориентировать параллельно и перпендику-

лярно участку PN . Определяются они следующим образом:

$$L_C = LR \cdot \cos(\beta - \varepsilon), \quad (5)$$

$$B_C = PV \cdot \cos \chi, \quad (6)$$

где LR – расстояние между точками L и R ;

$\varepsilon = \arctg\left(\frac{Y_R - Y_L}{X_R - X_L}\right)$ – угол наклона отрезка LR ;

$$\chi = -\frac{\pi}{2} + \arccos\left(\frac{PV^2 + NV^2 - PN^2}{2PV \cdot NV}\right) + \arccos\left(\frac{PN^2 + NV^2 - PV^2}{2PN \cdot NV}\right)$$

– угол между отрезками PV и QV (здесь и для формулы (5) отрезки PV , QV , NV , PN следует определять координатным методом по теореме Пифагора).

Синтез прямолинейно-направляющего механизма. В Приложении приведен код программы синтеза прямолинейно-направляющего механизма для отрезки заготовок эскимо, написанный в среде Visual Basic Microsoft Excel. Синтез устройства включает следующие основные этапы: задание исходных данных, расчет и проверка длины z участка PN , расчет и проверка габаритных размеров шатунной кривой, расчет и проверка точности участка PN . За прототип разрабатываемого устройства был принят механизм на рис. 1а.

Для представленной схемы механизма (рис. 1а) с параметрами a , b , c , d , k и ξ можно записать следующие выражения для определения значений координат точек A , B , C , и D в прямоугольной декартовой системе координат:

$$X_A = a \cdot \cos \varphi,$$

$$Y_A = a \cdot \sin \varphi,$$

$$X_C = d,$$

$$Y_C = 0,$$

$$X_B = X_A + (X_C - X_A) \cdot \frac{b}{AC} \cdot \cos \alpha - (Y_C - Y_A) \cdot \frac{b}{AC} \cdot \sin \alpha,$$

$$Y_B = Y_A + (X_C - X_A) \cdot \frac{b}{AC} \cdot \sin \alpha + (Y_C - Y_A) \cdot \frac{b}{AC} \cdot \cos \alpha,$$

$$X_D = X_B + (X_A - X_B) \cdot \frac{k}{b} \cdot \cos \xi - (Y_A - Y_B) \cdot \frac{k}{b} \cdot \sin \xi, \quad (7)$$

$$Y_D = Y_B + (X_A - X_B) \cdot \frac{k}{b} \cdot \sin \xi + (Y_A - Y_B) \cdot \frac{k}{b} \cdot \cos \xi, \quad (8)$$

где φ – угол поворота кривошипа, град;

$$AC = \sqrt{(X_C - X_A)^2 + Y_A^2}; \quad \cos \alpha = \frac{b^2 + AC^2 - c^2}{2AC \cdot b};$$

$$\sin \alpha = -\sqrt{1 - (\cos \alpha)^2}.$$

Основные исходные данные – требуемые параметры шатунной кривой – принимались на основании рассмотрения математической модели отрезки заготовок эскимо, разработанной для проверки работоспособности устройства. Для возможности работы с размерами заготовок эскимо шириной до 100 мм и толщиной до 50 мм требуемые значения z_N , мм, длины

участка PN и отношений этого параметра к длине $Ratio_{LZ}$ и ширине $Ratio_{BZ}$ шатунной кривой были приняты

$$z_N = 65,5,$$

$$Ratio_{LZ} = \frac{L_C}{z} = 2,405,$$

$$Ratio_{BZ} = \frac{B_C}{z} = 0,525$$

с допускаемыми отклонениями: 0,5 мм (для z_N) и 0,005 (для $Ratio_{LZ}$ и $Ratio_{BZ}$).

Пределы изменения параметров механизма a , b , c , d , k , ξ (рис. 1а), град, при поиске их оптимальных значений определялись исходя из результатов предварительных исследований прототипа: $a_{\min} = 27$ мм, $a_{\max} = 31$ мм, $b_{\min} = 92$ мм, $b_{\max} = 103$ мм, $c_{\min} = 55$ мм, $c_{\max} = 95$ мм, $d_{\min} = 93$ мм, $d_{\max} = 114$ мм, $k_{\min} = 216$ мм, $k_{\max} = 232$ мм, $\xi_{\min} = 135^\circ$, $\xi_{\max} = 161^\circ$. Рекомендуемый шаг варьирования $t = 1$ мм.

Неотъемлемым этапом синтеза является проверка правила Грасгофа – условия (1).

Длина z участка PN определялась по формуле (2), а требуемая величина оценивалась выполнением условия

$$z_N + 0,5 > z > z_N - 0,5.$$

Углы поворота кривошипа φ_R и φ_L , при которых точка D совпадает с точками R и L , определялись итерационным методом при постепенном изменении значения угла φ от 230° до 300° (при определении φ_R) и от 30° до 80° (при определении φ_L). При этом рассчитывались расстояния RS_i и LW_i (рис. 2):

$$RS_i = -Y_N \cdot \sin \beta - X_N \cdot \cos \beta + Y_R \cdot \sin \beta + X_R \cdot \cos \beta;$$

$$LW_i = Y_P \cdot \sin \beta + X_P \cdot \cos \beta - Y_L \cdot \sin \beta - X_L \cdot \cos \beta,$$

где X_R , Y_R , X_L , Y_L – координаты точки D , соответствующие текущим значениям углов φ_R и φ_L и определяемые по формулам (7) и (8).

Требуемые значения углов φ_R и φ_L фиксировались, когда величины LW и RT достигали максимальных значений.

Длина L_C шатунной кривой определялась по формуле (5) и оценивалась условием

$$Ratio_{LZ} + 0,005 > \frac{L_C}{z} > Ratio_{LZ} - 0,005.$$

Угол поворота кривошипа φ_V , при котором точка D соответствует точке V , определялся итерационным методом при постепенном изменении значения угла φ от 310° до 355° . Требуемое значение угла φ_V фиксировалось при максимальной ширине B_C шатунной кривой, определяемой по формуле (6). Соответствие найденного значения ширины B_C шатунной кривой требуемому оценивалось выполнением условия

$$Ratio_{BZ} + 0,005 > \frac{B_C}{z} > Ratio_{BZ} - 0,005.$$

Заключительный этап проверки состоял в определении точности прямолинейного участка шатунной кривой по формуле (3), минимальное значение которого принималось 1700.

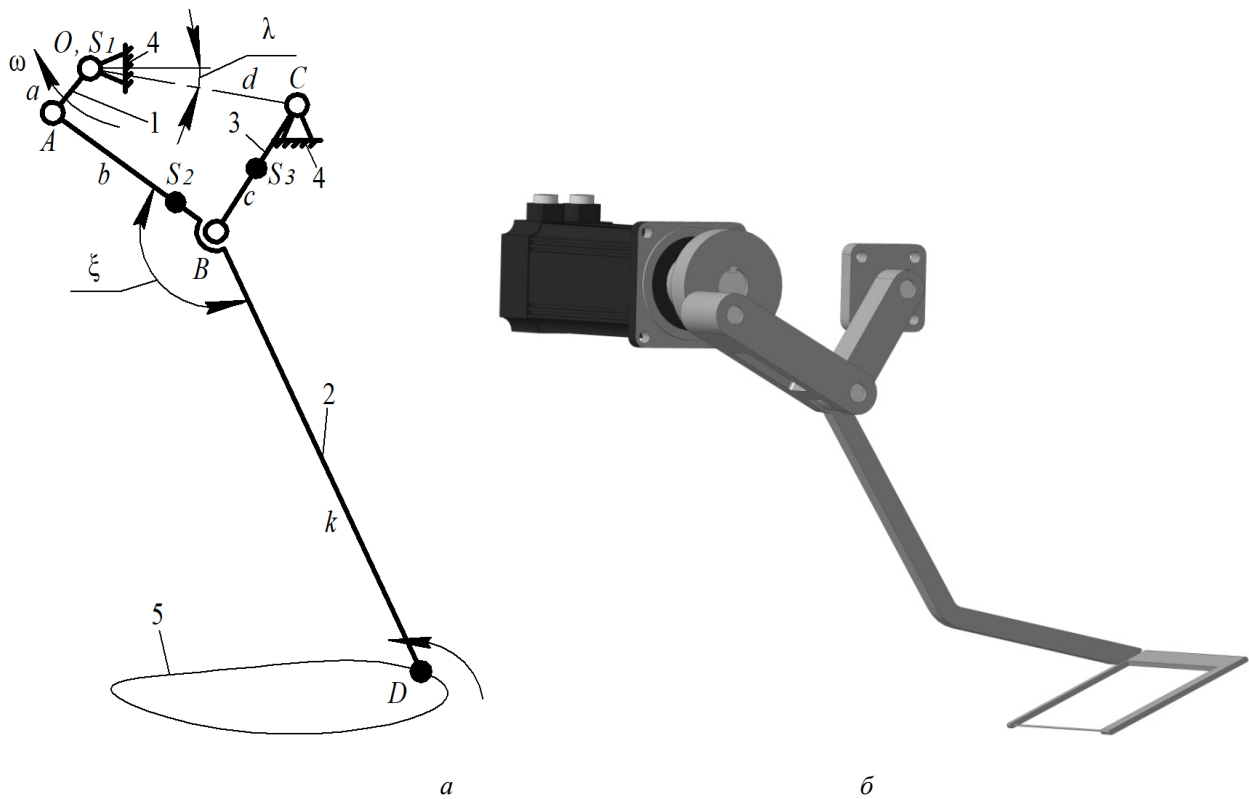


Рис. 4. Расчетная схема (а) и модель механизма резки (б)

Расчет аналога работы и выбор оптимального результата. Выбор оптимального результата проводился по минимальной относительной величине работы сил сопротивления A_C , $\text{м}^3/\text{с}^2$, за цикл φ , равный 360° :

$$A_C = \int_0^\varphi M_C d\varphi,$$

где M_C – относительная величина момента сопротивления, $\text{м}^3/\text{с}^2$, определяемая из кинестатического анализа механизма.

Для заданной расчетной схемы (рис. 4а) при вычислении относительных значений сил тяжести, инерции и моментов сил инерции, действующих на звенья 2 и 3, в качестве допущения массы звеньев m_2 и m_3 принимались равными

$$m_2 = b + k,$$

$$m_3 = c$$

и имели размерность м ; положение центра масс S_3 принималось посередине коромысла 3 (наиболее вероятный вариант); положение центра масс S_2 на шатуне 2 варьировалось от точки D к точке A .

Угол наклона стойки механизма λ :

$$\lambda = \beta - 5^\circ,$$

где 5° – угол наклона дозатора (требуемый угол наклона шатунной кривой).

Угловая частота принималась $\omega = -25,133$ рад/с (240 шт/мин), что на 20% выше, чем у режущих устройств Tetra Pak M3 и A3 (200 шт/мин).

Нагрузка от взбитой смеси мороженого на точку D , где устанавливается режущая струна, в расчеты не принималась, поскольку ее величина ввиду свойств взбитой смеси и размеров струны незначительна.

Кинестатический анализ проводился общеизвестным аналитическим методом при помощи ЭВМ.

Анализ полученных результатов (рис. 5) указывает на следующие оптимальные параметры механизма: $a = 29$ мм; $b = 99$ мм; $c = 86$ мм; $d = 109$ мм; $k = 217$ мм; $\xi = 148^\circ$; $\lambda = 0,95^\circ \approx 1^\circ$, с высокой точностью прямолинейного участка $F = 1998$ (для сравнения: у механизма на рис. 1б точность прямолинейного участка PN составляет $F = 257$). Максимальная величина отклонения от прямолинейности, рассчитанная по формуле (4), составила $h = 0,06$ мм. При нахождении S_2 на расстоянии $AS_2 = 0,75AB$ относительная величина работы сил сопротивления составила $A_C = 0,401$ $\text{м}^3/\text{с}^2$, что существенно меньше значения $A_C = 0,807$ $\text{м}^3/\text{с}^2$, рассчитанного аналогичным образом для механизма Tetra Pak Hoyer Straightline N. Кроме того, механизм Tetra Pak Hoyer Straightline N отличается большим количеством звеньев и кинематических пар, а также сравнительно низкой точностью прямолинейного движения струны.

Предлагаемое положение центра масс S_2 на шатуне при конструировании может быть достигнуто облегчением его плеча BD .

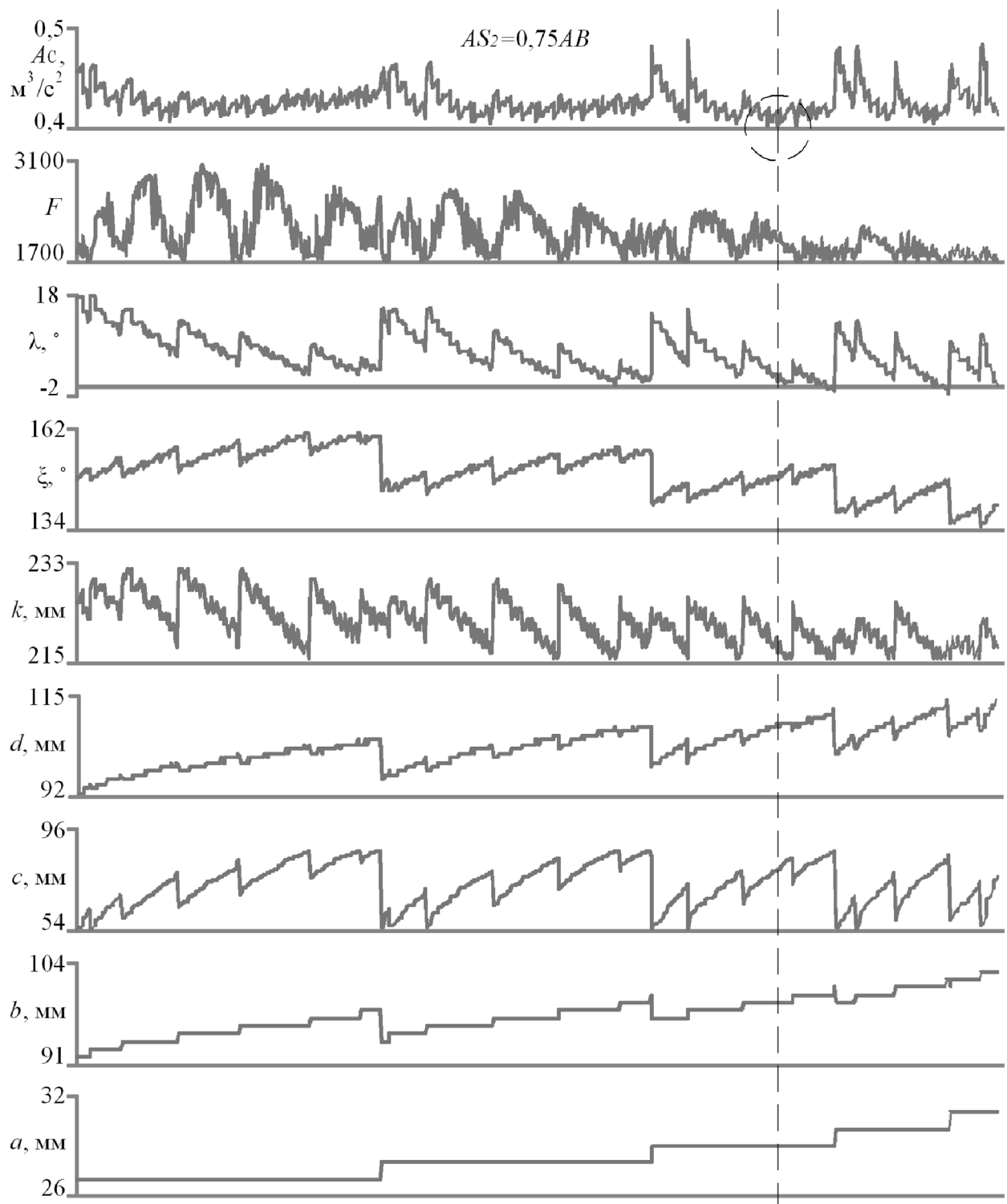


Рис. 5. Результаты синтеза

Выводы:

1. Спроектированный прямолинейно-направляющий механизм характеризуется простотой и низкой стоимостью конструкции, высокой износостойкостью входящих в него элементов и минимальными потерями на трение.

2. Работоспособность устройства с представленными параметрами гарантирована высокой точностью прямолинейного участка шатунной кривой и минимальным относительным значением работы сил сопротивления.

**Программа синтеза
прямолинейно-направляющего механизма
(Visual Basic Microsoft Excel)**

```

Dim a, b, c, d, k, ksi, fi, xd, yd
'Координаты точки D (уравнение траектории шатунной кривой)
Sub xd_yd_6()
  xa = a * Cos(fi * 1.74532925199433E-02): ya = a * Sin(fi * 1.74532925199433E-02)
  xc = d: yc = 0
  xca = xc - xa: yca = yc - ya
  ac = Sqr(xca * xca + yca * yca)
  ca = (b ^ 2 + ac * ac - c ^ 2) / (2 * ac * b)
  sa = -Sqr(1 - ca * ca)
  xb = xa + (ca * xca - sa * yca) * b / ac
  yb = ya + (sa * xca + ca * yca) * b / ac
  xd = xb + ((xa - xb) * Cos(ksi * 1.74532925199433E-02) - (ya - yb) * Sin(ksi * 1.74532925199433E-02)) * k / b
  yd = yb + ((xa - xb) * Sin(ksi * 1.74532925199433E-02) + (ya - yb) * Cos(ksi * 1.74532925199433E-02)) * k / b
End Sub
Sub designing_SL_fourbar_linkage()
'Исходные данные
Zn = 65.5
RatioLZ = 2.405
RatioBZ = 0.525
a_min = 27
a_max = 31
b_min = 92
b_max = 103
c_min = 55
c_max = 95
d_min = 93
d_max = 114
k_min = 216
k_max = 232
ksi_min = 135
ksi_max = 161
t = 1
n = 0
a = a_min: Cells(3 + n, 20) = a
b_reset:
  b = b_min: Cells(3 + n, 21) = b
c_reset:
  c = c_min: Cells(3 + n, 22) = c
k_reset:
  k = k_min: Cells(3 + n, 24) = k
ksi_reset:
  ksi = ksi_min: Cells(3 + n, 25) = ksi
d_reset:
  d = d_min: Cells(3 + n, 23) = d
calculation:
'Проверка выполнения правила Грасгофа
If (a + d) >= (b + c) Then d = d_max: GoTo scanning
'Определение отклонения от шатунной кривой
'Проверка длины участка z
  fi_n = 165

```

```

fi = fi_n: xd_yd_6: xn = xd: yn = yd
fi_p = 105
fi = fi_p: xd_yd_6: xp = xd: yp = yd
Z = Sqr((xn - xp) ^ 2 + (yn - yp) ^ 2)
If Z < (Zn - 0.5) Or Z > (Zn + 0.5) Then GoTo scanning
'Проверка габаритных размеров
beta = Atn((yn - yp) / (xn - xp))
rt = 0
For i = 230 To 300
  fi = i: xd_yd_6: xr = xd: yr = yd
  rti = -yn * Sin(beta) - xn * Cos(beta) + yr * Sin(beta) + xr * Cos(beta)
  If rti > rt Then rt = rti: fi_r = fi
Next
lw = 0
For i = 30 To 80
  fi = i: xd_yd_6: xl = xd: yl = yd
  lwi = yp * Sin(beta) + xp * Cos(beta) - yl * Sin(beta) - xl * Cos(beta)
  If lwi > lw Then lw = lwi: fi_l = fi
Next
fi = fi_l: xd_yd_6: xl = xd: yl = yd
fi = fi_r: xd_yd_6: xr = xd: yr = yd
lr = Sqr((xr - xl) ^ 2 + (yr - yl) ^ 2)
eps = Atn((yr - yl) / (xr - xl))
lc = lr * Cos(beta - eps)
If (lc / Z) < (RatioLZ - 0.005) Or (lc / Z) > (RatioLZ + 0.005) Then GoTo scanning
bc = 0
For i = 310 To 355
  fi = i: xd_yd_6: xv = xd: yv = yd
  vp = Sqr((xv - xp) ^ 2 + (yv - yp) ^ 2)
  nv = Sqr((xv - xn) ^ 2 + (yv - yn) ^ 2)
  pn = Sqr((xp - xn) ^ 2 + (yp - yn) ^ 2)
  x = -3.14159265358979 / 2 + Application.Acos((vp * vp + nv * nv - pn * pn) / (2 * vp * nv)) + Application.Acos((pn * pn + nv * nv - vp * vp) / (2 * pn * nv))
  bci = vp * Cos(x)
  If bci > bc Then bc = bci
Next
If (bc / Z) < (RatioBZ - 0.005) Or (bc / Z) > (RatioBZ + 0.005) Then GoTo scanning
'Проверка точности
h = 0
For fi_i = fi_p + 1 To fi_n
  fi = fi_i: xd_yd_6: xdi = xd: ydi = yd
  hi = Sqr((xdi - xp) ^ 2 + (ydi - yp) ^ 2) * Sin((Atn((ydi - yp) / (xdi - xp)) - beta))
  h = h + hi ^ 2
Next
m = Sqr(h / (fi_n - fi_p))
f = Z / m
If f > 1700 Then Cells(3 + n, 32) = f: Cells(3 + n, 33) = Z: Cells(3 + n, 26) = beta / 1.74532925199433E-02: Cells(3 + n, 28) = lc: Cells(3 + n, 29) = bc: GoTo further_calculation
scanning:
'Сканирование
Cells(3 + n, 20) = a
If a <= a_max And b <= b_max And c <= c_max And k <= k_max And ksi <= ksi_max And d < d_max Then d = d + t: Cells(3 + n, 23) = d: GoTo calculation

```

```

If a <= a_max And b <= b_max And c <= c_max
And k <= k_max And ksi < ksi_max And d = d_max
Then ksi = ksi + t: Cells(3 + n, 25) = ksi: GoTo d_reset
If a <= a_max And b <= b_max And c <= c_max
And k < k_max And ksi = ksi_max Then k = k + t:
Cells(3 + n, 24) = k: GoTo ksi_reset
If a <= a_max And b <= b_max And c < c_max And
k = k_max Then c = c + t: Cells(3 + n, 22) = c: GoTo
k_reset
If a <= a_max And b < b_max And c = c_max Then
b = b + t: Cells(3 + n, 21) = b: GoTo c_reset
If a < a_max And b = b_max Then a = a + t: Cells(3
+ n, 20) = a: GoTo b_reset
If a = a_max Then GoTo calculation_completed
further_calculation:
n = n + 1
GoTo scanning
calculation_completed:
End Sub

```

Литература

1. Артоболевский, И. И. Синтез плоских механизмов / И. И. Артоболевский, Н. И. Левитский, С. А. Черкудинов. – Москва: Физматгиз, 1959. – 1084 с.
2. Артоболевский, И. И. Механизмы в современной технике. Т. 1: Элементы механизмов. Простейшие рычажные и шарнирно-рычажные механизмы / И. И. Артоболевский. – Москва: Наука, 1979. – 496 с.
3. Боренштейн, Ю. П. Исполнительные механизмы со сложным движением рабочих органов / Ю. П. Боренштейн. – Ленинград: Машиностроение, 1973. – 120 с.
4. Джамалов, Н. К. Комплекс программ автоматизированного синтеза и анализа параллельных рычажных механизмов «ASYAN» / Н. К. Джамалов, А. Н. Камал // VI Международная конференция «Проблемы механики современных машин» (Улан-Удэ – оз. Байкал, 29 июня – 4 июля 2015 г.): тезисы докладов. – Улан-Удэ, 2015. – С. 67–72.
5. Кикин, А. Б. Разработка методов и средств для структурно-кинематического проектирования рычажных механизмов машин легкой промышленности: дис. ... д-ра. техн. наук / А. Б. Кикин. – Санкт-Петербург, 2006. – 362 с.
6. Кіницький, Я. Т. Синтез важільних механізмів із зупинкою вихідної ланки на базі напрямних механізмів: монографія / Я. Т. Кіницький, В. О. Харжевський, М. В. Марченко. – Хмельницький, 2013. – 432 с.
7. Лушников, С. В. Синтез прямолинейно-направляющего механизма / С. В. Лушников // Технология текстильной промышленности. – 2005. – № 6. – С. 80–84.
8. Полное собрание сочинений П. Л. Чебышева. Т. 4: Теория механизмов / отв. ред.: И. И. Артоболевский, Н. Г. Бруевич; редкол.: С. Н. Бернштейн, И. М. Виноградов, А. Н. Колмогоров и др. – Москва; Ленинград: Изд-во АН СССР, 1948. – 255 с.
9. Сункуев, Б. С. Оптимизационный синтез регулируемых рычажных механизмов машин легкой промышленности: дис. ... д-ра. техн. наук / Б. С. Сункуев. – Витебск, 1983. – 440 с.
10. Хорунжин, В. С. Кинематический и динамический синтез пространственных рычажных механизмов с выстоями выходного звена по заданной циклограмме: дис. ... д-ра. техн. наук / В. С. Хорунжин. – Омск, 2000. – 311 с.
11. Norton, R. L. Design of Machinery: An Introduction to the Synthesis and Analysis of Mechanisms and Machines / R. L. Norton. – McGraw-Hill, 2004. – 880 p.
12. Riutort, K. T. Applied Design and Implementation of Straight-Line Mechanisms: master of Science diss. / K. T. Riutort. – Blacksburg, 1996. – 82 p.

M.A. Khalturin
Kemerovo State University

SYNTHESIZING A STRAIGHT-LINE MECHANISM FOR CUTTING SEMI-FINISHED STICK ICE CREAM

The article deals with the problem of using a straight-line fourbar link mechanism for the semi-finished cutting in a stick ice cream production line. Fourbar link mechanism is characterized by a simple and low-cost construction, high wear resistance and minimal friction losses. It is noted that synthesizing a new straight-line fourbar link mechanism by its six parameters and by three parameters of coupler curve (overall dimensions, length of straight-line and its accuracy) is necessary for conformance of the motion pattern with the process conditions. A method of selecting optimum mechanism parameters by minimum relative work of the resistance force is considered. The mechanism structure designed is characterized by high accuracy of straight-line and minimum relative work of the resistance force equal to $0,401 \text{ m}^3/\text{s}^2$, which is 101% less than the known analogue Tetra Pak Hoyer Straightline N.

Straight-line mechanism, coupler curve, stick ice cream, scanning method.