УДК 521.01

ОПТИМИЗАЦИОННЫЙ СИНТЕЗ ПЛОСКИХ МЕХАНИЗМОВ

СИНЧЕВ Б., д.т.н., **МУХАНОВА А.М.,** к.т.н.
Алматинский технологический университет

В работе предложен оптимизационный метод кинематического синтеза плоских механизмов.

Известно, что плоские четырехзвенные механизмы широко применяются в пищевой и легкой промышленности (тестомесилки, мешалки, швейные машины и др.) Труды известных ученых И.И. Артоболевского, Н.И. Левитского, У.А. Джолдасбекова, Ю.Л.Саркисяна и многих других посвящены проектированию механизмов общего назначения и разработаны геометрические, интерполяционные и аппроксимационные методы кинематического синтеза. Поставленная проблема синтеза механизмов заключается в определении параметров кинематической схемы механизма а) по заданным положениям отдельных звеньев (функция положений неизвестна); б) по заданному закону движения отдельных звеньев (функция положений известна); в) по воспроизведению заданной траектории одной из точек отдельного звена (функция положений задана в неявной форме). Из постановок этих задач проектирования механизмов следует, что первая задача имеет большую теоретическую значимость, а практическая ценность остальных несомненна. Надо отметить, что решение первой задачи сложнее решения остальных.

Данная проблема синтеза механизма сводится к нахождению действительных (положительных) решений системы нелинейных уравнений. Нелинейная система решается, как правило, интерполяционным способом или способом, основанном на квадратическом приближении (взвешенной разности). Как показано в работе [1] Н.И. Левитского, определение длин звеньев четырехзвенного механизма по трем положениям входного и выходного звеньев сведено к системе линейных уравнений, у которой необходимо показать наличие положительных решений, что невозможно. Эту же задачу Ю.Л.Саркисян [2] свел к системе двух нелинейных уравнений, которая решается итерационной процедурой, базирующейся на трех системах линейных уравнений. Здесь также остаются нерешенными вопросы действительности решений и отсутствие начальных приближений. Школа академика У.А.Джолдасбекова [3] разработала геометрические методы синтеза. Б. Синчев [4] предложил совершенно отличный от известных подход синтеза механизмов, основанный на минимизации некоторого функционала без применения квадратического приближения и взвешенной разности.

В указанных методах синтез механизма сильно зависит от числа положений отдельных звеньев. Самое минимальное число этих положений равно двум для четырехзвенного механизма. Даже в этом случае основное уравнение кинематического синтеза, которое применяется в явной и неявной форме в интерполяционном и аппроксимационном синтезах соответственно, представляет собой алгебраическое уравнение четвертой степени с параметром, а в других с большим числом – уравнение высокой степени. Поэтому существование решения задачи кинематического синтеза сводится к поиску действительных решений основного уравнения синтеза. К недостатку этих методов также относится обеспечение непрерывности функций положений звеньев механизма.

Данная работа посвящена дальнейшему развитию оптимизационного синтеза плоских механизмов. В основе многозвенных механизмов второго класса лежит четырехзвенный механизм. Поэтому достаточно рассмотреть синтез четырехзвенника.

Постановка задачи. Кинематическая схема плоского четырехзвенного механизма, представленная на рисунке 1, описывается векторным уравнением

$$\bar{l}_1+\bar{l}_2+\bar{l}_3-\bar{l}_0=0 , \qquad (1)$$

где $\bar{l}_0$, $\bar{l}_1$, $\bar{l}_2$ и $\bar{l}_3$ – вектора, связанные с основанием неподвижной системы координат, шатуном, входным и выходным звеньями механизма соответственно. Здесь вектор $\bar{l}_i = l_i e_i$.

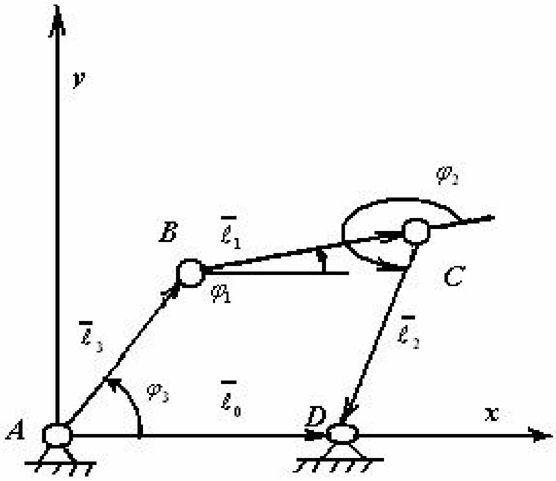

Рис. 1. Кинематическая схема четырехзвенного механизма.

Ставится задача 1. Разработать метод кинематического синтеза плоских механизмов при заданных положениях входного и выходного звеньев на основе методов оптимизаций.

Данная постановка задачи непосредственно связана с задачей позиционирования (в частности, перенос груза из одной точки в другую) и с краевой задачей дифференциальных уравнений.

Далее без потерь общности рассматривается механизм с вращательными кинематическими парами. Тогда исходная задача формулируется следующим образом: определить длины звеньев l_i , i =0,1,2,3 передаточного четырехзвенного механизма при заданных положениях выходного и входного звеньев:

$$e_2 = e_2(t), \quad e_3 = e_3(t) \text{ при } t = t_0 \text{ и } t = t_1. \quad (2)$$

Здесь движения этих звеньев определены через единичные вектора e_i по времени $t \in [t_0, t_1]$. Исключая из уравнений (2) время t, получаем функцию положения $\varphi_2 = f(\varphi_3)$ (функциональная зависимость угловой координаты выходного звена от угловой координаты входного звена).

В данной постановке предполагается, что в формулах (2) неизвестными являются функции времени и заданы только положения единичных векторов.

Решение задачи. Первоначально покажем возможность сведения поставленной задачи синтеза четырехзвенных механизмов к задаче оптимизации.

Введем функционал, основанный на векторном уравнении (1),

$$J = 1 + z_1^2 + z_2^2 + z_3^2 + 2z_1z_2e_1e_2 + 2z_1z_3e_1e_3 + 2z_2z_3e_2e_3 - \\ - 2z_1e_0e_1 - 2z_2e_0e_2 - 2z_3e_0e_3, \quad (3)$$

где $z_i = {}^{l_i}\!/_{l_0}$.

Справедлива **Лемма оптимизационного синтеза плоского механизма.** Задача кинематического синтеза плоского механизма имеет решение, если минимум функционала (3) по переменным z_1, z_2, z_3 равен нулю.

Доказательство. Необходимые условия минимума функционала (3) по параметрам z_i имеют вид:

$$\frac{\partial J}{\partial z_i} = 0, \quad i = \overline{1,3}. \quad (4)$$

Из (4) имеем следующую систему уравнений:

$$\begin{cases} z_1 + e_1e_2z_2 + e_1e_3z_3 - e_0e_1 = 0 \\ e_1e_2z_1 + z_2 + e_2e_3z_3 - e_0e_2 = 0 \\ e_1e_3z_1 + e_2e_3z_2 + z_3 - e_0e_3 = 0 \end{cases} \quad (5)$$

где: e_ie_j – скалярное произведение единичных векторов.

В первую очередь, необходимо решить вопрос о совместимости этой системы. Для этой цели возьмем матрицу А из коэффициентов системы (5) и расширенную матрицу $\overline{A}$, полученную присоединением к А столбца свободных членов, и вычислим ранги этих матриц. Согласно теореме Кронекера-Капелли система (5) совместна, если ранг расширенной матрицы $\overline{A}$ равен рангу матрицы А. Ранг этих матриц равен двум. Поэтому разобьем систему (5) на три независимые подсистемы:

$$A=\begin{pmatrix}1 & e_1e_2 & e_1e_3\\ e_1e_2 & 1 & e_2e_3\\ e_1e_3 & e_2e_3 & 1\end{pmatrix},\ \overline{A}=\begin{pmatrix}1 & e_1e_2 & e_1e_3 & e_0e_1\\ e_1e_2 & 1 & e_2e_3 & e_0e_2\\ e_1e_3 & e_2e_3 & 1 & e_0e_3\end{pmatrix} \qquad (6)$$

$$z_2+e_2e_3z_3=e_0e_2-e_1e_2z_1$$
$$e_2e_3z_2+z_3=e_0e_3-e_1e_3z_1, \qquad (7)$$
$$e_1e_2z_2+e_1e_3z_3=e_0e_1-z_1$$
$$z_2+e_2e_3z_3=e_0e_2-e_1e_2z_1, \qquad (8)$$
$$e_2e_3z_2+z_3=e_0e_3-e_1e_3z_1$$
$$e_1e_2z_2+e_1e_3z_3=e_0e_1-z_1. \qquad (9)$$

Достаточно рассмотреть первую подсистему

$$z_2+e_2e_3z_3-e_0e_2=-e_1e_2z_1,$$
$$e_2e_3z_2+z_3-e_0e_3=-e_1e_3z_1. \qquad (10)$$

Исключим из системы (10) единичный вектор e_1, тогда имеем следующее уравнение

$$z_1^2(1-(e_2e_3)^2)=(z_2+e_2e_3z_3-e_0e_2)^2+(e_2e_3z_2+z_3-e_0e_3)^2 -$$
$$-2(z_2+e_2e_3z_3-e_0e_2)\,(e_2e_3z_2+z_3-e_0e_3)e_2e_3, \qquad (11)$$

которое аналогично основному уравнению, применяемому в кинематическом синтезе четырехзвенных механизмов на основе интерполяционного и аппроксимационного подходов [1-3]:

$$e_0e_3z_2+e_0e_2z_3-Z=e_2e_3, \qquad (12)$$

где: $Z=\dfrac{z_1^2-z_2^2-z_3^2-1}{2z_2z_3}$. Лемма доказана.

К главной проблеме кинематического синтеза относится существование действительных решений основного уравнения (12) или (11).

Ставится задача 2. Необходимо определить все действительные решения основного уравнения (12) кинематического синтеза плоского механизма. По условию задачи четырехзвенного механизма переменные должны быть $z_i \succ 0$.

Введем следующие условия:

$$\sqrt{1-(e_2e_3)^2}\neq 0, \qquad (13)$$

$$e_0e_2-e_0e_3\cdot e_2e_3\geq 0,\ \frac{\sin(\varphi_1-\varphi_3)}{\sin(\varphi_3-\varphi_2)}\leq 0 \vee (e_0e_2-e_0e_3\cdot e_2e_3)\sin(\varphi_3-\varphi_2)\,\sin(\varphi_1-\varphi_3)\leq 0 \qquad (14)$$

либо справедлива **Теорема 1 о существовании действительных решений основного уравнения кинематического синтеза плоского механизма.** Пусть выполнены условия леммы и (13), (14). Тогда основное уравнение (12) кинематического синтеза четырехзвенного механизма имеет действительные решения.

Доказательство. При выполнении условий леммы из системы (1) получим эквивалентную систему (10), которую преобразуем к виду:

$$e_2e_3z_2+z_3-e_0e_3=-e_1e_3z_1$$
$$\sin(\varphi_3-\varphi_2)z_2-e_0e_2\cdot\sin^{-1}(\varphi_3-\varphi_2)+ctg(\varphi_3-\varphi_2)\cdot e_0e_3=-\sin(\varphi_1-\varphi_3)z_1. \qquad (15)$$

Найдем из второго уравнения системы (15) переменную z_2:

$$z_2 = \frac{e_0e_2 - e_0e_3 \cdot e_2e_3}{1-(e_2e_3)^2} - \frac{\sin(\varphi_1-\varphi_3)}{\sin(\varphi_3-\varphi_2)} z_1 . \quad (16)$$

На основе соотношения (16) и $z_2 \geq 0$ имеем:

$$\frac{e_0e_2 - e_0e_3 \cdot e_2e_3}{1-(e_2e_3)^2} - \frac{\sin(\varphi_1-\varphi_3)}{\sin(\varphi_3-\varphi_2)} z_1 \geq 0 , \quad (17)$$

из которой непосредственно следует первая часть условия (14). Теперь найдем диапазон изменения переменной z_2. Из условия (16) для произвольных переменных z_1, z_2 имеем:

$$\left| \, z_2 \, \right| = \left| \, \frac{e_0e_2 - e_0e_3 \cdot e_2e_3}{1-(e_2e_3)^2} - \frac{\sin(\varphi_1-\varphi_3)}{\sin(\varphi_3-\varphi_2)} z_1 \, \right| \leq \left| \, \frac{e_0e_2 - e_0e_3 \cdot e_2e_3}{1-(e_2e_3)^2} \, \right| + \left| \frac{\sin(\varphi_1-\varphi_3)}{\sin(\varphi_3-\varphi_2)} z_1 \, \right| \quad (18)$$

Так как выполнена первая часть неравенства (14), т.е.,

$e_0e_2 - e_0e_3 \cdot e_2e_3 \geq 0, -\dfrac{\sin(\varphi_1-\varphi_3)}{\sin(\varphi_3-\varphi_2)} \leq 0$ и

на основе (18) и $\forall \; z_1 \geq 0$ получим:

$$z_2 \leq \frac{e_0e_2 - e_0e_3 \cdot e_2e_3}{1-(e_2e_3)^2} . \quad (19)$$

У механиков неравенство (18) называют неравенством треугольника.

С другой стороны уравнение (16) представляет собой уравнение прямой. Теперь проверим вторую часть

$(e_0e_2 - e_0e_3 \cdot e_2e_3)\sin(\varphi_3-\varphi_2)\,\sin(\varphi_1-\varphi_3) \leq 0$

неравенства (14). Если коэффициенты удовлетворяют условиям:

$$\frac{e_0e_2 - e_0e_3 \cdot e_2e_3}{1-(e_2e_3)^2} \geq 0, \quad -\frac{\sin(\varphi_1-\varphi_3)}{\sin(\varphi_3-\varphi_2)} \leq 0 , \quad (20)$$

то из уравнения (16) при $z_2 = 0$ и $\sin(\varphi_1-\varphi_3) \neq 0$ определяем точку пересечения с осью абцисс- z_1. Тогда выполняется

$$z_1 \leq \frac{e_0e_2 - e_0e_3 \cdot e_2e_3}{1-(e_2e_3)^2} \frac{\sin(\varphi_3-\varphi_2)}{\sin(\varphi_1-\varphi_3)} , \quad (21)$$

которое следует из уравнения прямой (16), а условие (14) – из (20). Если коэффициенты уравнения (16) удовлетворяют условиям:

$$\frac{e_0e_2 - e_0e_3 \cdot e_2e_3}{1-(e_2e_3)^2} \leq 0, \quad -\frac{\sin(\varphi_1-\varphi_3)}{\sin(\varphi_3-\varphi_2)} \geq 0 , \quad (22)$$

то имеем выполнение второй части неравенства (14) и

$$z_1 \geq \frac{e_0e_2 - e_0e_3 \cdot e_2e_3}{1-(e_2e_3)^2} \frac{\sin(\varphi_3-\varphi_2)}{\sin(\varphi_1-\varphi_3)} . \quad (23)$$

Теорема 1 доказана.

В первой теореме рассмотрены переменные z_1, z_2. Полученные результаты распространимы на переменные z_1, z_3. Введем аналогичные условия:

$$\sqrt{1-(e_2e_3)^2} \neq 0 , \quad (24)$$

$$e_0e_3 - e_0e_2 \cdot e_2e_3 \geq 0, \frac{\sin(\varphi_1-\varphi_2)}{\sin(\varphi_2-\varphi_3)} \leq 0 \vee (e_0e_3 - e_0e_2 \cdot e_2e_3)\sin(\varphi_2-\varphi_3)\,\sin(\varphi_1-\varphi_2) \leq 0 \quad (25)$$

Справедлива **Теорема 2 о существовании действительных решений основного уравнения кинематического синтеза плоского механизма.** Пусть выполнены условия леммы и (24), (25). Тогда основное уравнение (12) кинематического синтеза четырехзвенного механизма имеет действительные решения.

Доказательство. При выполнении условий леммы из системы (1) получим эквивалентную систему (10), которую преобразуем к виду:

$$\begin{gathered} e_2e_3z_3 + z_2 - e_0e_2 = -e_1e_2z_1 \\ \sin(\varphi_2-\varphi_3)z_3 - e_0e_3 \cdot \sin^{-1}(\varphi_2-\varphi_3) + ctg(\varphi_2-\varphi_3) \cdot e_0e_2 = -\sin(\varphi_1-\varphi_2)z_1 . \end{gathered} \quad (26)$$

Дальнейшее доказательство опирается на систему (26) и аналогично доказательству теоремы 1.

Далее отметим, что в теоремах 1 и 2 показана неотрицательность и диапазон изменения отдельных переменных z_3, z_2, z_1.

Поэтому справедлива следующая **Теорема 3 о существовании неотрицательных решений основного уравнения кинематического синтеза плоского меха-**

низма. Пусть выполнены условия теорем 1 и 2. Тогда основное уравнение (12) кинематического синтеза четырехзвенного механизма имеет неотрицательные решения.

Доказательство. На основе системы (10) получим:

$$e_2e_3z_2 + z_3 - e_0e_3 = -e_1e_3z_1$$
$$\sin(\varphi_3-\varphi_2)z_2 - e_0e_2\cdot\sin^{-1}(\varphi_3-\varphi_2) + ctg(\varphi_3-\varphi_2)\cdot e_0e_3 = -\sin(\varphi_1-\varphi_3)z_1, \quad (27)$$

$$e_2e_3z_3 + z_2 - e_0e_2 = -e_1e_2z_1$$
$$\sin(\varphi_2-\varphi_3)z_3 - e_0e_3\cdot\sin^{-1}(\varphi_2-\varphi_3) + ctg(\varphi_2-\varphi_3)\cdot e_0e_2 = -\sin(\varphi_1-\varphi_2)z_1. \quad (28)$$

Из эквивалентности систем (27), (28) и полученных выше условий следует неотрицательность переменных z_1, z_2, z_3. В случае строгих неравенств

$$e_0e_2 - e_0e_3\cdot e_2e_3 \succ 0,\ \frac{\sin(\varphi_1-\varphi_3)}{\sin(\varphi_3-\varphi_2)} \prec 0 \vee (e_0e_2 - e_0e_3\cdot e_2e_3)\sin(\varphi_3-\varphi_2)\,\sin(\varphi_1-\varphi_3) \prec 0, \quad (29)$$

$$e_0e_3 - e_0e_2\cdot e_2e_3 \succ 0,\ \frac{\sin(\varphi_1-\varphi_2)}{\sin(\varphi_2-\varphi_3)} \prec 0 \vee (e_0e_3 - e_0e_2\cdot e_2e_3)\sin(\varphi_2-\varphi_3)\,\sin(\varphi_1-\varphi_2) \prec 0 \quad (30)$$

Справедлива **Теорема 4 о существовании положительных решений основного уравнения кинематического синтеза плос-кого механизма.**

Пусть выполнены строгие (строгие неравенства (14), (25)) условия теорем 1 и 2. Тогда основное уравнение (12) кинематического синтеза четырехзвенного механизма имеет положительные решения.

Впервые предлагается подход, который не использует вообще основное уравнение кинематического синтеза (12).

Из системы (1) получим следующие уравнения:

$$\frac{\sin\varphi_3}{\cos\varphi_3} = \frac{l_0\sin\varphi_0 - l_1\sin\varphi_1 - l_2\sin\varphi_2}{l_0\cos\varphi_0 - l_1\cos\varphi_1 - l_2\cos\varphi_2}, \quad (31)$$

$$\frac{\sin\varphi_2}{\cos\varphi_2} = \frac{l_0\sin\varphi_0 - l_1\sin\varphi_1 - l_3\sin\varphi_3}{l_0\cos\varphi_0 - l_1\cos\varphi_1 - l_3\cos\varphi_3}. \quad (32)$$

Введем следующие условия для переменных z_1, z_2

$$\frac{\sin(\varphi_0-\varphi_3)}{\sin(\varphi_3-\varphi_1)} \le 0,\ \frac{\sin(\varphi_3-\varphi_2)}{\sin(\varphi_3-\varphi_1)} \le 0, \quad (33)$$

либо

$$\frac{\sin(\varphi_0-\varphi_3)}{\sin(\varphi_3-\varphi_1)} \ge 0,\ \frac{\sin(\varphi_3-\varphi_2)}{\sin(\varphi_3-\varphi_1)} \le 0, \quad (34)$$

либо

$$\frac{\sin(\varphi_0-\varphi_3)}{\sin(\varphi_3-\varphi_1)} \le 0,\ \frac{\sin(\varphi_3-\varphi_2)}{\sin(\varphi_3-\varphi_1)} \ge 0. \quad (35)$$

и z_1, z_3

$$\frac{\sin(\varphi_2-\varphi_3)}{\sin(\varphi_2-\varphi_1)} \le 0,\ \frac{\sin(\varphi_0-\varphi_2)}{\sin(\varphi_2-\varphi_1)} \le 0, \quad (36)$$

либо

$$\frac{\sin(\varphi_2-\varphi_3)}{\sin(\varphi_2-\varphi_1)} \ge 0,\ \frac{\sin(\varphi_0-\varphi_2)}{\sin(\varphi_2-\varphi_1)} \le 0, \quad (37)$$

либо

$$\frac{\sin(\varphi_2-\varphi_3)}{\sin(\varphi_2-\varphi_1)} \le 0,\ \frac{\sin(\varphi_0-\varphi_2)}{\sin(\varphi_2-\varphi_1)} \ge 0. \quad (38)$$

Справедлива **Теорема 5 о существовании неотрицательных решений задачи кинематического синтеза плоского механизма по заданным положениям отдельных звеньев.** Пусть выполнены (33)-(35) и (36)-(38). Тогда задача кинематического синтеза плоского механизма (2) (основное уравнение (12)) имеет неотрицательные решения.

Доказательство данной теоремы аналогично теореме 1 при использовании соотношений (31), (32).

Теорема 5 отличается от вышеуказанных теорем тем, что она использует только векторное уравнение (1).

Эффективность леммы и теорем показана решением задач кинематического синтеза, приведенных в работах [1,2], а также рассмотрен плоский четырехзвенный механизм с вращательными парами: l0=10.4см, угловые координаты коромысла и кривошипа $\varphi_2^{(1)} = 240^0$, $\varphi_3^{(1)} = 45^0$ соответственно, $\varphi_0^{(1)} = 0^0$ для первого положения и аналогично для второго положения $\varphi_2^{(2)} = 253^0$, $\varphi_3^{(2)} = 60^0$, $\varphi_0^2 = 0^0$. Угловые координаты шатуна для первого и второго положений $\varphi_1^{(1)} = 10^0$, $\varphi_1^{(2)} = 9^0$ определены из неравенств (14), (25) при вышеуказанных значениях угловых координат входного и выходного звеньев механизма. Тогда длины звеньев механизма равны l1=10см, l2=5см, l3=4см с незначительными отклонениями соответственно. Результаты проверены путем геометрического построения четырехзвенного механизма с найденными длинами звеньев и заданными углами кривошипа и коромысла.

В заключение можно отметить, что предложен оптимизационный метод синтеза плоских механизмов. Эффективность данного подхода по сравнению с известными методами кинематического синтеза механизмов заключается в определении диапазонов изменения длин звеньев и меньшем задании количества (достаточно двух) положений входного и выходного звеньев. Достоинством метода является обеспечение непрерывности функций положений и сведение задачи синтеза плоского механизма к задаче оптимизации. Несложно показать, что из оптимизационного подхода следуют интерполяционный, аппроксимационный и другие известные подходы кинематического синтеза.

ЛИТЕРАТУРА

1. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. -М.: Наука, 1982.-640с.

2. Артоболевский И.И., Левитский Н.И., Черкудинов С.А. Синтез плоских механизмов. – М.: Гос. изд-во физ.-мат. литературы, 1959. - 1084с.

3. Саркисян Ю.Л. Аппроксимационный синтез механизмов. – М.: Наука, 1982. – 304 с.

4. Синчев Б. Оптимизационный синтез механизмов. // Доклады НАН РК, 2008, №3. – С.41-44

5. Синчев Б.К., Муханова А.М., Тажибахыт Г.С. Кинематический синтез механизмов. /Труды Международной научно-практической конференции «Инновационные технологии в пищевой и легкой промышленности» -Алматы: АТУ, 2008. –С.156-160

ТҰЖЫРЫМ

Бұл жұмыста механизімінің кинематикалық синтезі жаңа нақты әдістері ұсынылады.

RESUME

Analitical method of kinematical synthesis of mechanisms has been proposed in the paper.

УДК 66.047

МАССОБМЕН ПРИ СУШКЕ ПЛЕНКИ ПРОДУКТА НА ПОВЕРХНОСТИ ИНЕРТНОЙ ЧАСТИЦЫ СО СМЕШЕННЫМ ЦЕНТРОМ ТЯЖЕСТИ

КУНАЕВА З.А., к.т.н.
Казахский национальный технический университет им. К.И. Сатпаева

Пленка продукта, нанесенная на поверхность инертных частиц, измельчается по достижении конечного влагосодержания. Пленка свежего продукта наносится на поверхность, покрытую обезвоженной пленкой, нанесенной ранее. Поэтому сопротивление диффузии при сушке определяется не всей толщиной пленки, а лишь последним покрытием. При соответствующих расчетах полученная номограмма отражает предельные значения температур (максимальную входную и минимальную выходную температуры).

Пленка продукта, нанесенная на поверхность инертных частиц, измельчается по достижении конечного влагосодержания. Поверхность инертной частицы может не освобождаться за один цикл (в промежуток времени между последовательными нанесениями продукта на поверхность частицы). В этом случае пленка свежего продукта наносится на поверхность, покрытую обезвоженной пленкой, нанесенной ранее.

Поэтому сопротивление диффузии при сушке определяется не всей толщиной пленки, а лишь последним покрытием. Диффузионным сопротивлением последнего покрытия, с которого происходит испарение, можно пренебречь, поскольку толщина его, как было показано