

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ ОПИСАНИЕ МЕХАНИЗМА ВЗВЕШИВАНИЯ В ДОЗАТОРАХ

Ларина Е.Ю.

Донецкий государственный технический университет, кафедра ЭСИС

Abstract

Larina E.Y. Under ideal conditions of loading - unloading the given mathematical models completely characterize technological process. However, in view of presence, lags, with the subsequent infringement of a work cycle, the models can be used only as reference. The measuring means are necessary even for duly detection of infringements and acceptance of the decisions. Such means can be gauges of loadings supervising weight of contents, by measurement of reactions in basic designs. As to specify only presence of infringements process unsufficiently control is necessary also.

На современном этапе развития производства большое внимание уделяется проблемам повышения эффективности использования технологического оборудования, достоверности учёта материальных ценностей и сбережения энергетических ресурсов. Одной из таких проблем в кондитерской промышленности является совершенствование процесса дозирования компонентов с заданной точностью. Решение этой проблемы возможно не только за счет использования соответствующего оборудования, но и за счет оснащения технологического оборудования измерительными средствами высокого класса точности.

Для точного дозирования компонентов при приготовлении пралиновых масс на автоматизированном дозаторе-смесителе применен специально разработанный механизм взвешивания.

Механизм взвешивания представлен на рисунке 1.

Шарниры механизма в исходном положении находятся в точках O , A , B , после поворота в точках O , A' , B' .

b - расстояние от шарнира B до оси y .

OK - перпендикуляр, опущенный из точки O на рычаг $A'B'$.

T - усилие в тяге AB .

Найдем аналитические зависимости между перемещением H емкости, весом P помещенного в нее груза, весом емкости Q и геометрическими параметрами механизма.

В исходном положении длины рычагов и углы между ними связаны зависимостью.

$$R \cos \beta_0 + \ell \sin \beta_0 = b \quad (1)$$

В произвольном положении, после поворота рычажной системы на угол α , соотношение принимает вид

$$R \cos(\beta_0 - \alpha) + \ell \sin \beta = b = \text{const}$$

Откуда
$$\sin \beta = \frac{b - R \cos(\beta_0 - \alpha)}{\ell} \quad (2)$$

Усилие T в тяге AB равно

$$T = \frac{Q + P}{2 \cos \beta} = \frac{Q + P}{2 \sqrt{1 - \left[\frac{b - R \cos(\beta_0 - \alpha)}{\ell} \right]^2}} \quad (3)$$

Подставив (1) в (3), получим

$$T = \frac{Q + P}{2 \sqrt{1 - \left[\frac{R \cos \beta_0 + \ell \sin \beta_0 - R \cos(\beta_0 - \alpha)}{\ell} \right]^2}} \quad (4)$$

$$T = \frac{Q + P}{2 \sqrt{1 - \left\{ \sin \beta_0 - \frac{R}{\ell} [\cos(\beta_0 - \alpha) - \cos \beta_0] \right\}^2}}$$

Из формулы (4) вытекает, что чем меньше угол и чем больше отношение R/L , тем меньше усилие T в тяге AB и тем меньше силы трения в шарнирах

механизма. Кроме того, из конструктивных соображений, для уменьшения габаритов механизма длину рычага АО следует выбирать возможно меньшей. Но тогда длина рычага АВ из конструктивных соображений не может быть еще меньшей чем длина рычага АО.

Следовательно оптимальное соотношение длин рычагов $\frac{R}{\ell} = 1$.

(1) Соотношение между величиной груза Р и геометрическими параметрами механизма найдем из условия равенства моментов, создаваемых относительно оси поворота (точка "О") емкостью Q с грузом Р с одной стороны и противовесами G с другой стороны.

$$\frac{Q+P}{2 \cos \beta} R \sin(180^\circ - \delta) = GL \cos(\varphi - \alpha)$$

Угол δ найдем как внешний угол А'В'С.

$$\delta = \beta + \angle A'CB' = \beta + 90^\circ - \beta_0 + \alpha.$$

$$\sin(180^\circ - \delta) = \sin(180^\circ - 90^\circ - \beta + \beta_0 - \alpha) = \sin[90^\circ - (\beta - \beta_0 + \alpha)] = \cos[\beta - (\beta_0 - \alpha)]$$

$$\frac{Q+P}{2 \cos \beta} R \cos[\beta - (\beta_0 - \alpha)] = GL \cos(\varphi - \alpha)$$

$$\frac{(Q+P)R}{2} \cdot \frac{\cos \beta \cdot \cos(\beta_0 - \alpha) + \sin \beta \cdot \sin(\beta_0 - \alpha)}{\cos \beta \cdot \cos(\varphi - \alpha)} = GL$$

$$\frac{(Q+P)R}{2} \cdot \frac{\cos(\beta_0 - \alpha) + \operatorname{tg} \beta \cdot \sin(\beta_0 - \alpha)}{\cos(\varphi - \alpha)} = GL$$

Из выражений (1) и (2) найдем формулу для определения $\operatorname{tg} \beta$

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{\sin \beta_0 - \frac{R}{\ell} [\cos(\beta_0 - \alpha) - \cos \beta_0]}{\sqrt{1 - \left\{ \sin \beta_0 - \frac{R}{\ell} [\cos(\beta_0 - \alpha) - \cos \beta_0] \right\}^2}}$$

Подставляя формулу для $\operatorname{tg} \beta$ в последнее выражение, получим:

$$P = \frac{2GL}{R} \cdot \frac{\cos(\varphi - \alpha)}{\cos(\beta_0 - \alpha) + \frac{\sin \beta_0 - \frac{R}{\ell} [\cos(\beta_0 - \alpha) - \cos \beta_0]}{\sqrt{1 - \left\{ \sin \beta_0 - \frac{R}{\ell} [\cos(\beta_0 - \alpha) - \cos \beta_0] \right\}^2}} \cdot \sin(\beta_0 - \alpha)} - Q \quad (5)$$

Величину противовесов G найдем из выражения (5) при порожней емкости, т.е. при $\alpha=0$; $P=0$.

$$G = \frac{QR}{2L \cos \beta_0 \cdot \cos \varphi} \quad (6)$$

Подставив (6) в (5), получим:

$$P = \frac{Q}{\cos \beta_0 \cdot \cos \varphi} \cdot \frac{\cos(\varphi - \alpha)}{\cos(\beta_0 - \alpha) + \frac{\sin \beta_0 - \frac{R}{\ell} [\cos(\beta_0 - \alpha) - \cos \beta_0]}{\sqrt{1 - \left\{ \sin \beta_0 - \frac{R}{\ell} [\cos(\beta_0 - \alpha) - \cos \beta_0] \right\}^2}} \cdot \sin(\beta_0 - \alpha)} - Q \quad (7)$$

Найдем зависимость величины H перемещения емкости от геометрических параметров рычажной системы.

$$H = \ell \cos \beta - R \sin(\beta_0 - \alpha) + R \sin \beta_0 - \ell \cos \beta_0.$$

$$H = \ell \left\{ \sqrt{1 - \left[\sin \beta_0 - \frac{R}{\ell} (\cos(\beta_0 - \alpha) - \cos \beta_0) \right]^2} - \cos \beta_0 \right\} + R [\sin \beta_0 - \sin(\beta_0 - \alpha)] \quad (8)$$

Определим величину максимально возможного хода H_{\max} при $\alpha = \beta_0$

$$H_{\max} = \ell \left\{ \sqrt{1 - \left[\sin \beta_0 - \frac{R}{\ell} (1 - \cos \beta_0) \right]^2} - \cos \beta_0 \right\} + R \sin \beta_0 \quad (9)$$

Найдем численные зависимости $P=f(Q, \alpha)$ и $H=f(Q, \alpha)$ при заданных остальных параметрах механизма.

Результаты вычислений сведем в таблицу 1.

Таблица 1 — Основные параметры механических взвешиваний

α°	0	5	10	15	20	25	30	35	40	45	
P/Q	0	0.0958	0.18676	0.27509	0.36397						$\beta_0=20^\circ$ $\varphi=45^\circ$ $R/l=1$
H	0	5.54	11.015	16.413	21.71						$\beta_0=20^\circ$ $l=60$ $R=60$
P/Q	0	0.0913	0.17967	0.26795							$\beta_0=15^\circ$ $\varphi=45^\circ$ $R/l=1$
H	0	7.2	14.34	21.38							$\beta_0=15^\circ$ $l=80$ $R=80$
P/Q	0	0.1667	0.3171	0.4509	0.5687	0.6719	0.7631	0.8453	0.9226	1.000	$\beta_0=45^\circ$ $\varphi=45^\circ$ $R/l=1$
H	0	7.1225	13.8062	20.1813	26.3277	32.2934	38.104	43.767	49.277	54.611	$\beta_0=45^\circ$ $R=60$ $l=60$

Полученные данные позволяют сделать вывод о представительности математического описания, а также - линейности зависимости основных параметров, что подтверждает адекватность соотношений во всем диапазоне.

Таким образом, математическое описание предназначено для организации системы контроля процессов дозирования в дозаторах, оборудованных аналоговыми механизмами взвешивания.