

МАТЕМАТИКА И ИНФОРМАТИКА

УДК 648.4:621.01.001

Б.К. Гусев, В.В. Пеленко, А.М. Ширшиков

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ КИНЕТИЧЕСКИХ И ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЗВЕНЬЕВ МЕХАНИЗМА (ПРИВОД УТЮГА)

В статье оценивается адекватность физической и математической моделей реальному процессу составлению значения координаты и скорости любого из звеньев механизма привода утюга.

Исследователями установлено, что динамическое совершенствование механизма привода расфасовочно-упаковочных машин по удельным действиям позволяет системно подойти к оценке их качества, выбрать названия и пути совершенствования конструкции машин, снизить затраты.

Ключевые слова: координаты, экспериментальная установка, амплитуда колебаний, погрешность результатов исследования, удельные затраты.

B.K. Gusev, V.V. Pelenko, A.M. Shirshikov

EXPERIMENTAL RESEARCH OF THE KINETIC AND DYNAMIC CHARACTERISTICS OF THE MECHANISM LINKS (IRON DRIVE)

Adequateness of the physical and chemical models to the real process is estimated in the article by means of coordinate value construction and speed of any of the iron drive mechanism links.

It is determined by the researchers that dynamic perfection of the weighing-and-packing machine drive mechanism on the specific actions allows to estimate their quality in a system, to choose the name and the ways to perfect the machine design; to reduce expenses.

Key words: coordinates, experimental installation, oscillation amplitude, research result uncertainty, specific expenses.

С целью обоснования перечня характеристик, определяемых экспериментально, в качестве обобщенных координат и скорости в математической модели механизма привода утюга приняты угловые координаты φ и скорость $\dot{\varphi}$ кулачка [1, 4–10].

Координаты и скорости звеньев механизма привода через обобщенные координаты φ и $\dot{\varphi}$ выражаются следующим образом:

угловая координата и скорость коромысла

$$\alpha = \theta - \arccos \frac{L^2 + l^2 - R^2}{2Ll};$$

$$\frac{d\alpha}{dt} = \frac{2R}{\sqrt{4L^2l^2 - (L^2 + l^2 - R^2)}} \frac{dR}{d\varphi} \frac{d\varphi}{dt};$$

координата и скорость центра масс тяги (в проекциях на оси координат)

$$X_m = X_0 + l_k \cos \alpha + \frac{1}{2} l_T \cos \beta;$$

$$Y_T = Y_0 + l_k \sin \alpha + \frac{1}{2} l_T \sin \beta;$$

$$V_{T_x} = \frac{d\alpha}{dt} l_k \sin \alpha + \frac{1}{2} \frac{d\beta}{dt} l_T \sin \beta;$$

$$V_{T_y} = \frac{d\alpha}{dt} l_k \cos \alpha + \frac{1}{2} \frac{d\beta}{dt} l_T \cos \beta,$$

где

$$\beta = \pi - \arccos \frac{A_1 - l_K \sin \alpha}{C + l_K \cos \alpha};$$

$$\frac{d\beta}{dt} = \frac{l_K (l_K - A_1 \sin \alpha + C \cos \alpha)}{(C + l_K \cos \alpha)^2 + (A_1 - l_K \sin \alpha)^2} \frac{d\alpha}{dt};$$

координата и скорость цепи, присоединенной к утюгу (координата и скорость утюга),

$$H_{\text{ц}} = l_{\text{ц}} + l_{\text{т}} - \frac{\pi}{2} R_{\text{зв}} + \frac{C + l_K \cos \alpha}{\cos \beta};$$

$$\frac{dH_{\text{ц}}}{dt} = \frac{1}{\cos \beta} \left\{ (C + l_K \cos \alpha) \operatorname{tg} \beta \frac{d\beta}{dt} - l_K \sin \alpha \frac{d\alpha}{dt} \right\};$$

координата и скорость пружины

$$H_{\text{пр}} = H_{\text{пр}_0} + (H_{\text{ц}_0} - H_{\text{ц}});$$

$$\frac{dH_{\text{пр}}}{dt} = - \frac{dH_{\text{ц}}}{dt}.$$

Исходя из полученных выражений, для оценки адекватности физической и математической моделей реальному процессу достаточно сопоставить расчетные и экспериментальные значения координаты и скорости любого из звеньев механизма привода утюга.

В качестве исследуемых звеньев выбраны коромысло и утюг. Причиной этому является невысокий уровень кинетических и динамических характеристик и технические возможности располагаемой измерительной системы

Описание экспериментальной установки и оценка погрешности результатов измерений

Для экспериментального определения характеристик звеньев была разработана экспериментальная установка, в состав которой входят исследуемый механизм (механизм привода утюга машины для упаковки гастрономических товаров в полиэтиленовую пленку МУГТ-700); комплект аппаратуры ВИ6-5МА с датчиками, закрепленными на звеньях исследуемого механизма (рис.1); шлейфный осциллограф НИ-45; магазин сопротивлений. Роль контроля в данной системе выполняют датчики перемещения утюга и датчики ускорения ДУ-5.

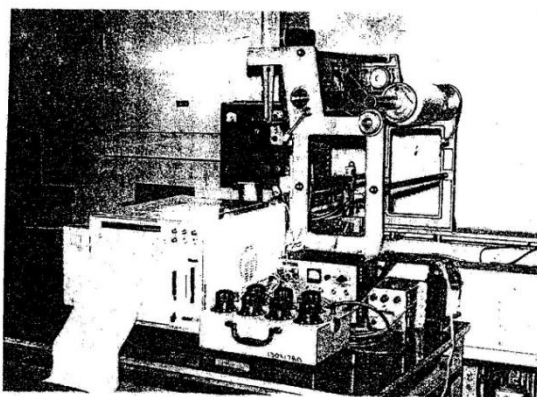


Рис. 1. Комплект аппаратуры ВИ6-5МА и шлейфного осциллографа НИ-45

Датчик параметра перемещения утюга представляет собой датчик линейного перемещения на основе реостатного датчика.

Датчик параметра ускорения ДУ-5 является индуктивным преобразователем измеряемых механических величин в электрический сигнал. Схема и принцип действия датчика ускорения (построен на основе дифференциально-трансформаторной схемы) подробно рассмотрена в работе [2].

После обработки результатов измерений получены временные зависимости изменения скорости утюга, угловых координат и скорости коромысла.

Для работы датчиков, используемых в составе экспериментальной схемы, была снята их амплитудная характеристика с использованием экспериментальной тарировочной установки, которая состоит из вибрационного измерительного стенда ST-3000, устройства контроля величины перегрузки, аппаратуры ВИБ-5МА с датчиками ДУ-5, магазина сопротивлений и шлейфного осциллографа Н1-45.

В состав вибрационного измерительного стенда ST-3000 входят пульт управления и вибрационный стол (оба элемента электрически связаны между собой).

По результатам расчетов определена частота колебаний исследуемого механизма равная 0,194 Гц.

Но тарировку датчиков на такой частоте осуществить практически невозможно, так как устойчивая работа вибростенда начинается на частоте от 20 Гц. Необходимо решить данную задачу.

Как известно, амплитуда колебаний равна

$$A = \frac{W}{4\pi^2 f^2}, \quad (1)$$

где W – величина перегрузки, m/c^2 .

Задавая величину для перегрузки стола, при фиксированном значении частоты колебаний получаем величину амплитуды колебаний (табл. 1).

Таблица 1

Зависимость амплитуды колебаний от величины перегрузки

Параметр	Значения			
Перегрузка W , m/c^2	0,981	4,905	9,81	19,6
Амплитуда A , $m \cdot 10^6$	62,1	311,0	621,0	1242,0

Величина амплитуды колебаний вибрационного стола контролировалась микроскопом МИР-2 (длина тубуса микроскопа $l_{\text{туб}} = 0,19\text{ м}$, цена деления шкалы $a = 3,6 \cdot 10^{-5}\text{ м}$).

На фотобумаге фиксировалось изменение величины амплитуды колебания датчиков в зависимости от значения перегрузки. На основании этих данных построены амплитудные характеристики датчиков (рис. 2).

Исходя из полученных данных, можно сделать вывод – полученные тарировочные зависимости так же будут справедливы и на частотах ниже 20 Гц. Таким образом, их можно использовать для определения истинных значений ускорений звеньев исследуемого механизма.

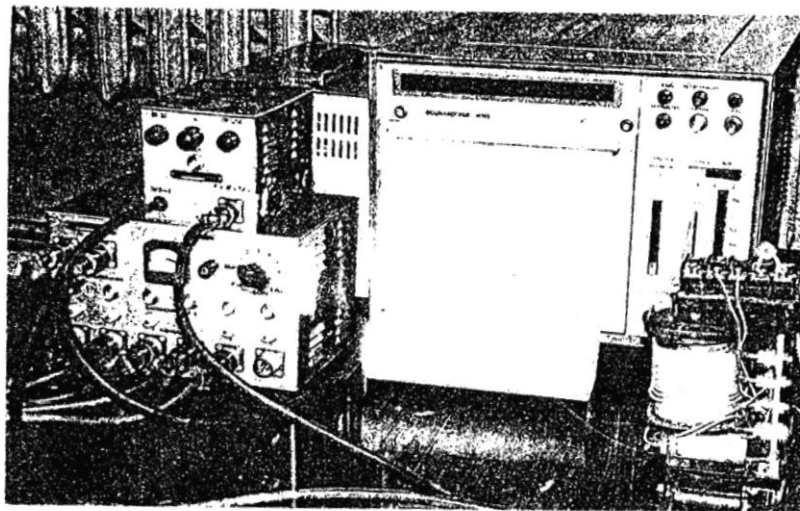


Рис. 2. Комплекс аппаратуры ВИБ-5МА и шлейфного осциллографа Н1-45. Определение величины погрешности результатов измерения

При проведении экспериментальных исследований использовались прямые и косвенные методы измерения.

При определении величины линейного перемещения утюга использовался прямой метод измерения (датчик – реостат). Витки датчика наматывались с шагом $l = 2$ мм при погрешности намотки $\Delta l = \pm 0,1$ мм.

В результате величина погрешности самого датчика (ε_D) не превышала значения

$$\varepsilon_D = \frac{l + 2\Delta l}{H} \cdot 100\%, \quad (2)$$

где $H < 120$ – рабочий диапазон измеряемой величины, мм.

В результате получим

$$\varepsilon_D = \frac{2 + 2 \cdot 0,1}{120} \cdot 100\% = 1,9\%. \quad (3)$$

Учитывая, что случайная погрешность преобразователя (осциллографа) ε_{II} не превышает 1%, а погрешность считывания информации ε_C находится на уровне 2%. Суммарная погрешность определения величины составит.

$$\varepsilon_H = \sqrt{\varepsilon_D^2 + \varepsilon_{II}^2 + \varepsilon_C^2} = \sqrt{(1,9^2 + 1^2 + 2^2) \cdot 10^{-4}} \cdot 100\% = 2,9\%.$$

Измерения линейных ускорений производились с использованием акселерометров – датчиков ускорения, входящих в комплект виброизмерительной аппаратуры ВИБ-5МА. Анализ устройства экспериментальной установки показывает, что погрешность измерения величины ускорения ε_W есть сумма погрешности задания перегрузки при тарировке ε_3 , погрешности усилителя (ВИБ-5МА) ε_Y , погрешности преобразователя ε_{II} и погрешности считывания информации ε_C .

Величина ε_3 определяется из известной функциональной зависимости

$$W = 4\pi^2 f^2 A.$$

с использованием следующего соотношения:

$$\varepsilon_3 = \sqrt{\frac{\Delta A^2}{A^2} + 4 \frac{\Delta f^2}{f^2}} \cdot 100\%. \quad (4)$$

При количественной оценке величины ε_3 необходимо учитывать, что нелинейный характер изменения закона тарировочной характеристики датчика начинает проявляться на частотах, близких к собственной частоте, которая составляет величину $f_C = 395 \text{ Гц}$. В рабочем диапазоне частот ($f_p = 0 \dots 20 \text{ Гц}$) тарировочная характеристика имеет линейный характер. Для обеспечения удовлетворяющей точности задания величины перегрузки ε_3 (учитывая, что $\frac{\Delta f}{f} \leq 0,01$, значение $f \leq 200 \text{ Гц}$, разрешающая способность отсчетного микроскопа МИР-2 не превышает $1,8 \cdot 10^{-5} \text{ м}$). Тарировочную зависимость следует определять при амплитудах колебаний $A \geq 400 \cdot 10^{-6} \text{ м}$. При этом величина погрешности ε_3 не превысит значения

$$\varepsilon_3 = \sqrt{\left(\frac{1,8 \cdot 10^{-5}}{400 \cdot 10^{-6}}\right)^2 + 4 \cdot 0,01^2} \cdot 100\% = 4,6\%.$$

Таким образом, случайная составляющая погрешности измерения ускорения составит

$$\varepsilon_{II} = \sqrt{\varepsilon_3^2 + \varepsilon_Y^2 + \varepsilon_{II}^2 + \varepsilon_C^2}.$$

Учитывая, что $\varepsilon_y \approx \varepsilon_{II}$, получим

$$\varepsilon_{II} = \sqrt{(4,6^2 + 1^2 + 1^2 + 2^2)} \cdot 10^{-4} \cdot 100\% = 5,2\%.$$

Косвенные измерения перемещений и скоростей связаны с процессом графического дифференцирования и интегрирования, при этом погрешность интегрирования оценивается погрешностью определения площадей, которая не превышает 2%, а погрешность дифференцирования определяется погрешностью определения линейных дуговых координат, которая тоже не превышает 1,1%.

Сравнительный анализ результатов исследования

Полученные опытным путем кинематические характеристики звеньев механизма были сопоставлены с данными, полученными в процессе расчета на ЭВМ (рис. 3, 4).

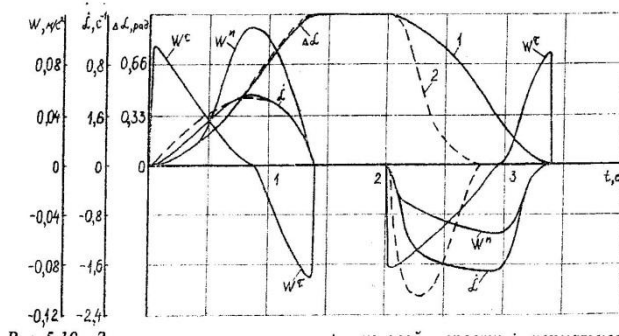


Рис. 3. Зависимости угла поворота $\Delta\alpha$, угловой скорости $\dot{\alpha}$, нормального W^n и тангенциального W^τ ускорений коромысла по времени t : 1 – экспериментальные; 2 – расчетные

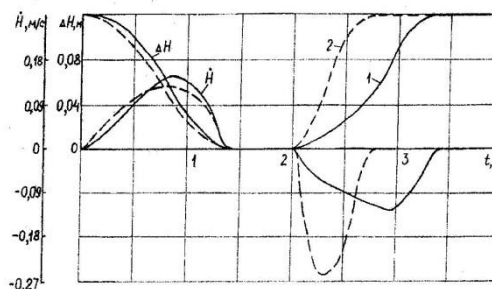


Рис. 4. Зависимость перемещения ΔH и скорости \dot{H} утюга по времени t : 1 – экспериментальные; 2 – расчетные

Так, на участке опускания утюга расхождения значений составили:

- угловой координаты коромысла α около 5%, что является вполне допустимым, а скорости $\frac{d\alpha}{dt}$ – 25%, что превышает величину общепринятой инженерной точности (до 10%), однако также является допустимым для рассматриваемого параметра;

- координаты утюга H_{II} – около 8%, скорости $\frac{dH_{II}}{dt}$ – 28%, что удовлетворяет требованиям точности.

На участке подъема наблюдается несовпадение результатов теоретического исследования и практики. Это объясняется наличием прогиба балок каркаса машины в местах крепления щек опоры кулачкового механизма. В результате это приводит к замедлению движения звеньев механизма, и как следствие, процесс подъема утюга растягивается по времени. Данный процесс наблюдается на осциллограммах, снятых с датчиков ускорения коромысла и перемещения утюга.

Исследование динамических параметров механизма привода утюга
посредством машинного эксперимента

Известно, что рассматриваемая машина предназначена для создания механической работы mW на перемещение \tilde{S} с требуемой скоростью. При этом ключевым удельным действием, отвечающим данной цели, является удельное действие по Кориолису-Понселе (функцией для интегрирования является мощность $|Q_{\varphi} \cdot \dot{\varphi}|$).

При исследовании и оптимизации механизмов с высшими кинематическими парами (в рассматриваемом механизме такой является пара «кулачок-ролик») целесообразно также использовать локальный критерий по Герцу (функцией для интегрирования является контактное напряжение в высшей паре σ_K).

При динамическом совершенствовании механизма привода утюга необходимо уменьшить удельное действие по Кориолису-Понселе и Герцу с возможным уменьшением всех других удельных действий. В крайнем случае, допускается незначительное их увеличение.

Для определения направлений динамического совершенствования рассматриваемого механизма привода был произведен численный эксперимент с использованием ЭВМ. В качестве исследуемых механизмов рассматривались однотипные механизмы с различными параметрами звеньев.

Формирование исходных данных для исследования механизмов

В качестве *первого варианта* рассматривался механизм, применяемый на серийно выпускаемой машине. Габаритно-массовые характеристики данного механизма приведены в [3].

Анализируя выражения удельных действий, можно сделать вывод о том, что их уменьшение возможно достичь благодаря выполнению следующих условий:

- 1) уменьшением параметров кинематических и динамических характеристик звеньев механизма;
- 2) уменьшением параметров габаритно-массовых характеристик;
- 3) одновременно уменьшением параметров и тех и других характеристик.

Для уменьшения параметров кинематических и динамических характеристик необходимо, как правило, увеличивать как габаритные, так и массовые характеристики. Этот вывод следует из анализа операторов передачи движения и решения дифференциального уравнения движения.

Для проверки данных рассуждений были составлены варианты механизма, отличные от первого исходного.

Во *втором варианте* рассматривался механизм, отличие которого от первого заключается в следующем:

увеличены:

- момент инерции коромысла $J_{кор} = 5,95 \cdot 10^{-3} \text{ кгм}^2$;

- масса коромысла $m_{кор} = 0,64 \text{ кг}$;

- сила тяжести коромысла $P_{кор} = 6,28 \text{ Н}$;

- масса цепи $m_{ц} = 0,174 \text{ кг}$;

- сила тяжести цепи $P = 1,71 \text{ Н}$;

- длина малого и большого плеча коромысла соответственно

$l_{мал.к} = 0,08 \text{ м}$; $l_{бол.к} = 0,258 \text{ м}$;

- длина цепи $l_{ц} = 0,257 \text{ м}$;

- расстояние между осями вращения кулачка и коромысла

$L = 0,137 \text{ м}$;

- расстояние между осями вращения коромысла и звездочки (по оси абсцисс) $C = 0,994 \text{ м}$;

- радиус центра тяжести коромысла

- угол между осью «кулачок-коромысло» и осью координат $\delta = 1,14 \text{ рад}$;

уменьшены:

- расстояние между осями вращения коромысла и звездочки (по оси ординат) $A = 0,198 \text{ м}$;

- расстояние от оси кулачка до оси абсцисс

- расстояние между осями вращения кулачка и коромысла по оси ординат $a = 0,041 \text{ м}$.

Третий вариант отличается от второго только тем, что в нем уменьшены инерционно-массовые параметры $J_{кор} = 3,04 \cdot 10^{-3} \text{ кгм}^2$:

- масса до $m_{кор} = 0,32 \text{ кг}$;

- сила тяжести до $P_{кор} = 3,14 \text{ Н}$.

Четвертый вариант является симбиозом первого и третьего вариантов.

Масса $m_{Ц}$, сила тяжести $P_{Ц}$ и длина цепи $l_{ц}$, а также расстояние между осями вращения коромысла и звездочки A взяты такими же, как и в первом варианте, а остальные параметры – как в третьем. Отличие от третьего варианта заключается в том, что уменьшены следующие параметры:

- момент инерции тяги $J_T = 2,04 \cdot 10^{-3} \text{ кгм}^2$;

- масса тяги $m_T = 0,223 \text{ кг}$;

- сила тяжести $P_T = 2,19 \text{ Н}$;

- длина тяги $l_m = 0,331 \text{ м}$;

- расстояние между осями вращения коромысла и звездочки (по оси абсцисс) $C = 0,454 \text{ м}$;

- расстояние от оси вращения коромысла до оси абсцисс $d = 0,155 \text{ м}$.

Результаты проведенных расчетов для различных вариантов механизма привода утюга приведены ниже.

Оценка результатов машинного эксперимента

На основании данных расчетов были построены зависимости изменения удельных затрат для различных критериальных действий, что отражено на рисунках 5, 7, 8. Представленные зависимости отражают суммарные затраты (S), тяги (T), цепи ($Ц$), утюга ($У$) и пружины ($П$). Суммарные затраты приведены без учета затрат привода. Это сделано для упрощения количественного анализа. Исключения из рассмотрения в каждом варианте одинакового элемента (электродвигателя) позволяют существенно сместить начало отсчета сравнения и значительно изменить его масштаб, что, в свою очередь, существенно улучшает наглядность. В качестве базового варианта, относительно затрат которого построены зависимости, был принят первый вариант механизма привода утюга.

На рисунке 5 приведены зависимости изменения величины удельных затрат для критериальных действий по Кориолису-Понселе $K_{К-П}$ (ключевое удельное действие), Виттенбауэру K_B , Буридану K_B , импульсу $K_{ИМ}$ и локальному критерию по Гауссу $K_{Гс}$. Относительные удельные затраты по этим критериям представлены в таблице 2. Относительные затраты вычисляются по следующему выражению:

$$\varepsilon^n_{к_{и}} = \frac{K_i^n - K_i^{\delta}}{K_i^{\delta}} \cdot 100\%,$$

где K_i^n, K_i^{δ} – i -е удельные затраты для n -го и базового вариантов соответственно.

Анализ полученных зависимостей (см. рис. 5 и табл. 2) показывает, что лучшим из рассматриваемых вариантов механизма привода утюга является четвертый вариант.

Относительные удельные затраты по Кориолису-Понселе, Виттенбауэру, Буридану, импульсу и Герцу

Относительные затраты	По Кориолису-Понселе, Виттенбауэру, Буридану, импульсу и Герцу, по вариантам $\varepsilon^n_{K_i}, \%$			
	Базовый	II	III	IV
$K_{K-II}, \text{Нм};$	38,3	4,4	3,9	-1,7
$K_B, \text{Нм};$	4256	4,6	4,1	-1,6
$K_B, \text{Нмс}$	30,2	4,6	4,0	-1,7
$K_{IM}, \text{Нмс}$	29,2	4,7	4,0	-1,7
$K_{Гс}, \text{Нс/м}^2$	$39,3 \cdot 10^8$	-1,3	-1,5	-1,9

Как уже отмечалось, в качестве функции интегрирования в локальном критерии по Герцу используется контактное напряжение в высшей паре. На рисунке 6 представлены зависимости изменения величины контактного напряжения в паре «кулачок-ролик» от времени для различных вариантов механизма привода утюга. Анализ представленных зависимостей показывает, что научно обоснованное изменение конструктивных характеристик приводит к уменьшению величины максимального контактного напряжения $(\sigma_K)_{MAX}$. В четвертом варианте σ_{KMAX} уменьшается на 11,7% по сравнению с базовым вариантом. Это приводит к тому, что соответственно изменяются требования к качеству обработки рабочей поверхности кулачка и появляется возможность использовать более дешевые материалы, из которых он выполнен.

В таблице 3 представлены относительные удельные затраты по Гауссу для коромысла $K_{Гс}^{KOP}$, тяги $K_{Гс}^T$, цепи $K_{Гс}^Ц$, а также суммарные затраты этих трех звеньев $K_{Гс}^{K+T+Ц}$ и всей машины $K_{Гс}^S$, а также удельные затраты по Аппелю, Декарту, Лагранжу и Эйлеру. Анализ параметров полученных зависимостей (рис. 6) и данных таблицы 3 показывает, что несмотря на увеличение затрат для коромысла, во всех вариантах (II, III, IV) лучшим по суммарным затратам из рассматриваемых вариантов является четвертый вариант механизма привода утюга.

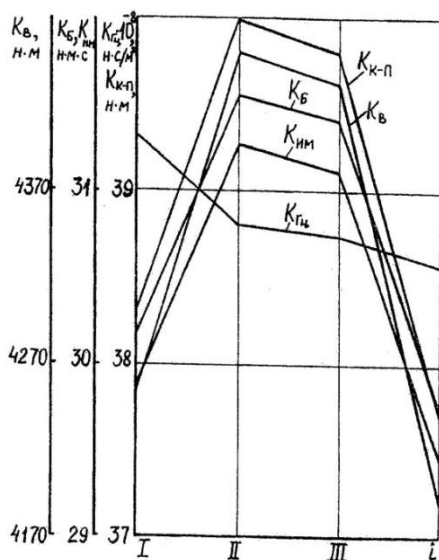


Рис. 5. Удельные затраты по Кориолису-Понселе, Виттенбауэру, Буридану, импульсу и Герцу для различных вариантов механизма привода утюга

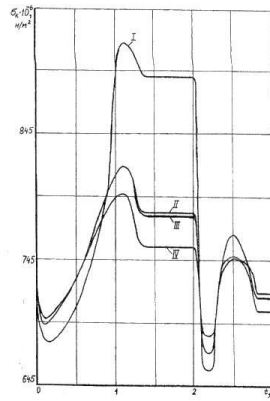


Рис. 6. Зависимости контактного напряжения σ_K в паре «кулачок-ролик» по времени t для различных вариантов механизма привода утюга

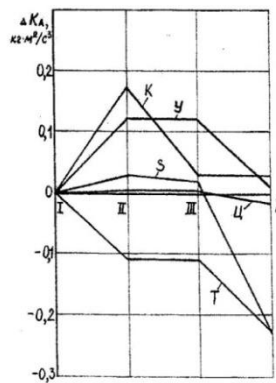


Рис. 7. Удельные затраты по Гауссу для различных вариантов механизма

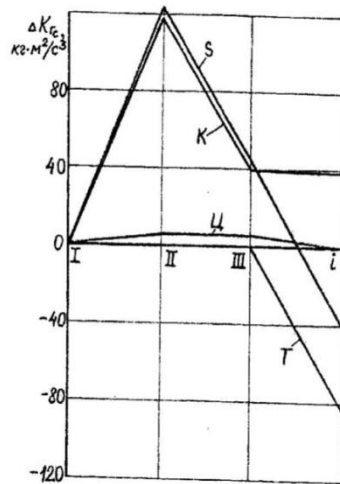


Рис. 8. Удельные затраты по Аппелю для различных вариантов привода утюга

На рисунке 8 изображены зависимости абсолютных разностей удельных затрат по Аппелю K_A (значения удельных затрат для коромысла увеличены в десять раз), а на рисунке 9 изображены зависимости абсолютных разностей удельных затрат по Декарту K_d . Относительные значения величин затрат по этим критериям помещены в таблице 3.

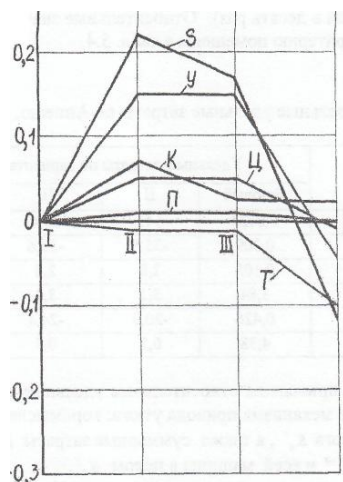


Рис. 9. Удельные затраты по Декарту для различных вариантов механизма привода утюга

Таблица 3

Относительные удельные затраты по Гауссу, Аппелю, Декарту, Лагранжу и Эйлеру

Обозначение, кг · м/с ³	Удельные затраты по вариантам $\varepsilon^n_{\kappa_i}, \%$			
<i>По Гауссу</i>				
$K_{Гс}^{кор}$	39,6	300	100	100
$K_{Гс}^T$	140	0	0	-60,4
$K_{Гс}^Ц$	37,4	16	16	-0,3
$K_{Гс}^{K+T+Ц}$	217	57,7	21,1	-20,7
$K_{Гс}^S$	3813	3,3	1,2	-1,1
<i>По Аппелю</i>				
$K_A^{кор}$	0,0124	141	23,4	23,4
K_A^T	0,309	-35,6	-35,6	-73,7
$K_A^Ц$	0,105	2,8	2,8	-0,5
K_A^y	3,84	3,1	3,1	0,3
$K_A^{K+T+Ц}$	0,426	-20,9	-24,4	-54,9
K_A^S	4,38	0,7	0,5	-5,2
<i>По Декарту</i>				
$K_D^{кор}$	0,0227			93,8
K_D^T	0,164	-7,3	-7,3	-64,4
$K_D^Ц$	0,0226	22,1	21,7	-5,3
K_D^y	3,18	4,7	4,7	-1,2
$K_D^{Пр}$	0,0244	4,5	4,5	-1,2
$K_D^{K+T+Ц}$	0,209	30,1	8,1	-40,7
K_D^S	3,64	6,0	4,7	-3,3

Окончание табл. 3

Обозначение, Нмс	Относительные удельные затраты			
	Базовый	II	III	IV
<i>По Лагранжу</i>				
K_L^{KOP}	0,0007	171	42,8	28,6
K_L^T	0,0118	0	0	-61,9
$K_L^Ц$	0,0026	38,5	38,5	15,4
K_L^Y	0,25	4,8	4,8	-1,2
$K_L^{K+T+Ц}$	0,0149	24,2	17,4	-36,2
K_L^S	0,287	5,2	4,9	-3,1
<i>По Эйлеру</i>				
$K_Э^{KOP}$	0,112	257	79,5	79,5
$K_Э^T$	0,106	27,4	27,4	-52,8
$K_Э^Ц$	0,278	13,7	13,7	0
$K_Э^{K+T+Ц}$	0,496	71,6	31,4	6,6
$K_Э^S$	59,5	0,7	0,3	0,1

Полученные зависимости динамики изменений абсолютных разностей удельных затрат по названным критериям приведены на рисунках 10, 11 и в таблице 3. Их анализ показывает, что лучшим по удельным затратам по Лагранжу является четвертый вариант, а по Эйлеру – базовый вариант. Причем затраты в четвертом варианте практически не изменяются.

Сравнительный анализ результатов проведенных расчетов для рассматриваемых вариантов механизма привода утюга показывают, что лучшим вариантом также является четвертый. Удельные затраты данного варианта соответственно уменьшаются по:

- Кориолису-Понселе на 1,7%;
- Виттенбауэру на 1,6%;
- Буридану на 1,7%;
- импульсу на 1,7%;
- Герцу на 1,9% (при этом максимальное значение контактного напряжения $\sigma_{K.MAX}$ в высшей паре «кулачок-ролик» уменьшается на 11,7%);
- Гауссу на 1,1%;
- Аппелю на 5,2%;
- Декарту на 3,3 %;
- Лагранжу на 3,1%.

Физический смысл полученных результатов состоит в следующем. Например, уменьшение удельного действия по Гауссу показывает, насколько полно механическая система преобразует действие активных сил в движение и наоборот. При этом уменьшаются затраты на преодоление сил сопротивления, снижается энергоемкость, увеличивается износостойкость звеньев и повышается надежность системы.

Уменьшение удельных действий по Аппелю снижает напряженность динамического режима механической системы. При этом уменьшается действие сил инерции, снижаются шум, вибрация и энергоемкость системы.

Уменьшение удельных действий по Лагранжу и Декарту дает возможность уменьшить массу системы, снизить скорости ее элементов, что также ведет к снижению энергетических затрат.

Уменьшение удельных действий по Буридану и импульсу позволяет уменьшить внутренние усилия в подвижных и неподвижных звеньях механической системы, что влечет за собой снижение потерь на трение, а в последующих прочностных расчетах позволяет добиться уменьшения материалоемкости.

Уменьшение удельных действий по Кориолису-Понселе и Виттенбауэру приводит к снижению затрат на преодоление сил сопротивления и инерции звеньев. При этом повышается КПД системы за счет снижения энергетических затрат.

Уменьшение локального критерия по Герцу подтверждает факт снижения усилий в высшей паре и как следствие – уменьшение контактных напряжений. В результате появляется возможность снизить материалоемкость элементов пары, а также выполнить требования по качеству обработки контактируемых поверхностей и их износостойкости. А это обеспечивает как повышение надежности и долговечности, так и снижение затрат энергии в системе.

Из проведенного анализа можно сделать вывод о том, что динамическое совершенствование механизмов привода расфасовочно-упаковочных машин по удельным действиям позволяет:

- а) системно подойти к оценке их качества;
- б) выбрать направления и пути совершенствования конструкции машины;
- в) значительно снизить затраты механических средств на функционирование машины (в том числе и на ее энергоемкость).

Оптимизация технических систем по совокупности различных критериев (конструктивные, динамические, удельные действия) позволяет улучшить технические и экономические критерии на 30...45% [2]. Динамическое совершенствование механических систем по удельным действиям составляет треть от общих результатов

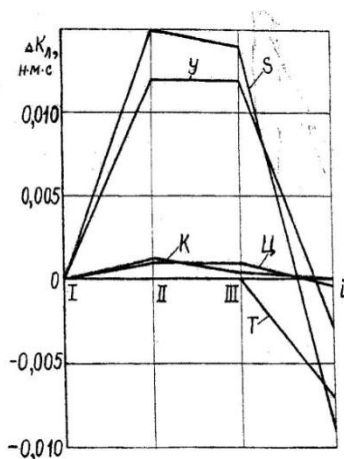


Рис. 10. Удельные затраты по Лагранжу для различных вариантов механизма привода утюга

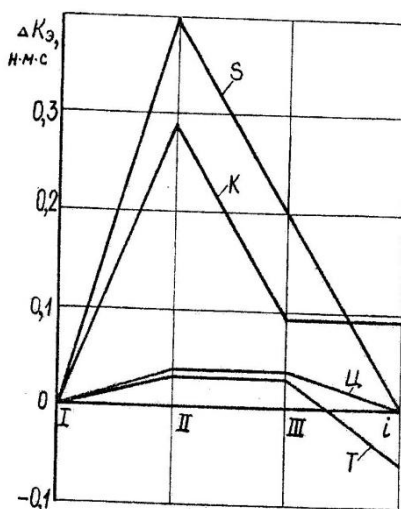


Рис. 11. Удельные затраты по Эйлеру для различных вариантов механизма привода утюга

Выводы

1. По точности составленные модели (физическая и математическая) механизма привода утюга достаточны для использования в практической работе при расчетах и конструировании машин данного типа.
2. Динамическое совершенствование механизмов привода расфасовочно-упаковочных машин по удельным действиям позволяет:
 - а) системно подойти к оценке их качества;
 - б) выбрать направления и пути совершенствования конструкции машины;
 - в) значительно снизить затраты механических средств на функционирование машины (в том числе и на ее энергоемкость).

Литература

1. *Брянский Л.Н., Дойников А.С.* Краткий справочник метролога: справ. – М.: Изд-во стандартов, 1981. – 79 с.
2. *Горский Б.Е.* Динамическое совершенствование механических систем. – Киев: Техника, 1987. – 200 с.
3. *Гусев Б.К., Ширшиков А.М.* Разработка принципа удельных действий применительно к совершенствованию торгово-технологического оборудования: моногр. – Красноярск, 2011. – 134 с.
4. *Кассандрова О.Н., Лебедев В.В.* Обработка результатов наблюдений. – М.: Наука, 1970. – 104 с.
5. *Крысин А.Г.* Повышение ресурса и снижение материалоемкости машин для фасовки и упаковки пищевых продуктов: дис. ... канд. техн. наук. – Л.: ЛИСТ, 1985. – 169с.
6. *Ландау Л.Д., Лифшиц Е.М.* Механика. – М.: Наука, 1973. – 208 с.
7. *Лойцянский Л.Г., Лурье А.И.* Курс теоретической механики: в 2-х т. – М.: Наука, 1983. – 640 с.
8. *Новицкий П.В., Зограф И.А.* Оценка погрешностей результатов измерений. – 2-е изд., переаб. и доп. – Л.: Энергоатомиздат, 1991. – 304 с.
9. Планетарные передачи: справ. / под ред. *В.Н. Кудрявцева и Ю.Н. Кирдяшева.* – Л.: Машиностроение, 1977. – 536 с.
10. *Растригин Л.А.* Статистические методы поиска. – М.: Наука, 1968.– 376 с.



УДК 62.529

К.А. Кудряшов

ПРОГРАММНАЯ РЕАЛИЗАЦИЯ КОНВЕЙЕРНОЙ ОБРАБОТКИ ДАННЫХ В РАСПРЕДЕЛЕННОЙ ИНФОРМАЦИОННОЙ СИСТЕМЕ

В статье рассматривается вопрос об ускорении обработки данных. Выделены основные этапы процесса, рассмотрены алгоритмы, позволяющие формировать многомашинные конвейерные планы.

Ключевые слова: конвейерная обработка, АСУ, информационная система, алгоритм Джонсона.

К.А. Kudryashov

TECHNOLOGY MODELING FOR INCREASE OF THE PIPELINED PROCESSING NETWORK CAPACITY IN ACS

The issue on data processing speedup is considered in the article. The process main steps are emphasized; the algorithms that allow to develop the multiple- machine pipelined plans are considered.

Key words: pipelined processing, ACS, information system, Johnson's algorithm.

Введение. Всегда существовала проблема нахождения наиболее быстрого выполнения задачи. Оператору и конвейерной информационной системе необходимо программное обеспечение, позволяющее детально проанализировать все факторы, влияющие на скорость обработки данных. Наилучшее выполнение задачи подразумевает определенную совокупность факторов процесса, при которой он выдает минимальное время выполнения задачи. Эта совокупность есть целый ряд параметров с определенными характеристиками. Их необходимо учесть и подобрать такие значения, с которыми результат решения задачи будет наиболее быстрым.