

UDC 621.01:621.3

Vlakh V., Pasika V., DThSc., Prof.

Ukrainian Academy of Printing / Ukraine

AUTOMATED SYNTHESIS OF MECHANISM OF PRESS OF DIECUTTING MACHINE**АВТОМАТИЗОВАНИЙ СИНТЕЗ МЕХАНІЗМУ ПРЕСУ ШТАНЦЮВАЛЬНОГО АВТОМАТА**

Abstract: Die-cutting consists of whole complex of operations that help to determine the shape, geometric dimensions and design of cardboard packaging. This process occurs on crucible and rotational die-cutting machine. Working tools are combined die-cutting form, by which all operations are performed simultaneously during one operating run.

This article describes the methodology of optimizing the main press mechanism of die-cutting machine that enables improvement of productivity and manufacturing quality and also power reduction of machine drive. The authors investigated analytical dependence on the basis of which synthesis is conducted, software is developed as a tool for analysis and synthesis of investigated mechanism.

Key words: Die-cutting, press mechanism, cardboard container, packaging.

INTRODUCTION

Die-cutting is integrated compound technological process, which consists of whole complex of operations that help to determine the shape, geometric dimensions and design of cardboard packaging. Notably, die-cutting of sweep circuit, joint forming of scored line in the center spread, application of perforated marks, cutting and grooving. Die-cutting, depending on the required package design, may not include all of the operations, but only necessary ones. Die-cutting process occurs on crucible and rotational die-cutting machine. Working tools are combined die-cutting form, construction of which provides equipment for performance of necessary operations. All listed operations are performed simultaneously during one operating run of die-cutting form [1]. The most common die-cutting machine manufacturers are companies BOBST (Switzerland), Poligraf-KAMA, Heidelberg (Germany), Rluge (England) and others [2].

The main mechanism of such machines (fig. 1) consists of flat die-cutting form 1 attached to the fixed plate 2, the pressure plate 3, lever wedging 4, 5 and cam mechanisms 6 (fig. 1 shows a structural interpretation of cams in the form of crane). At the beginning of operating run pressure plate located in downward-most position. After submission of precut carton by carriage into working zone of press, cam mechanisms 6 through lever wedging mechanisms 4 and 5 put in motion pressure plate that moves vertically to perform the operation of cardboard die-cutting. Pressure plate takes upward-most position in case of vertical alignment of wedging levers and surmount technological pressure established in the area of die-cutting.

Анотація: Штанцювання включає в себе цілий комплекс операцій, що допомагають визначити форму, геометричні розміри, а також конструкцію картонного пакування. Даний процес відбувається на тигельних і роторних штанцювальних машинах. Робочим інструментом служать комбінована штанцювальна форма, якою за один робочий хід одночасно виконуються усі операції.

В даній статті описується методологія оптимізації роботи головного механізму преса штанцювального автомата, що уможливить підвищення продуктивності та якості виробництва, а також зменшення потужності приводу машини. Авторами було виведено аналітичні залежності на основі яких проводиться синтез, та розроблено програмне забезпечення, як інструмент для аналізу і синтезу досліджуваного механізму.

Ключові слова: штанцювання, штанцювальний прес, картонна тара, пакування.

ВСТУП

Штанцювання - це комбінований суміщений технологічний процес, який включає в себе цілий комплекс операцій, що допомагають визначити форму, геометричні розміри, а також конструктивні особливості картонного пакування. Тобто, висічку контуру розгортки, бігування ліній згину на розгортці, нанесення перфорованих міток, надрізів і рицвання. Штанцювання, залежно від потрібної конструкції пакування, може включати не всі перераховані операції, а тільки необхідні. Процес штанцювання відбувається на тигельних і роторних штанцювальних машинах. Робочим інструментом служать комбіновані штанцювальні форми, у яких конструкція передбачає оснащення для виконання потрібних операцій. Усі перераховані операції виконуються одночасно за один робочий хід штанцювальної форми [1]. Найбільш поширеними виробниками штанцювальних машин є фірми BOBST (Швейцарія), Poligraf-KAMA, Heidelberg (Німеччина), Rluge (Англія) та ін. [2].

Головний механізм таких автоматів (рис. 1) складається з плоскої штанцювальної форми 1, закріпленої до нерухомої плити 2, натискної плити 3, важільних розклинювальних 4 і 5 та ексцентрикових механізмів 6 (на рис. 1 наведена структурна інтерпретація ексцентриків у вигляді корби). На початку робочого ходу натискна плита розташована у крайньому нижньому положенні. Після подачі кареткою картонної заготовки (КЗ) у робочу зону преса ексцентрикові механізми 6 приводять через розклинювальні важільні механізми 4 та 5 у рух натискну плиту, яка переміщається вертикально, для виконання операції штанцювання картону. Крайне верхнє положення натискна плита займає за умови вертикального вирівнювання розклинювальних

важелів і переборює створене в зоні штанцювання технологічне навантаження.

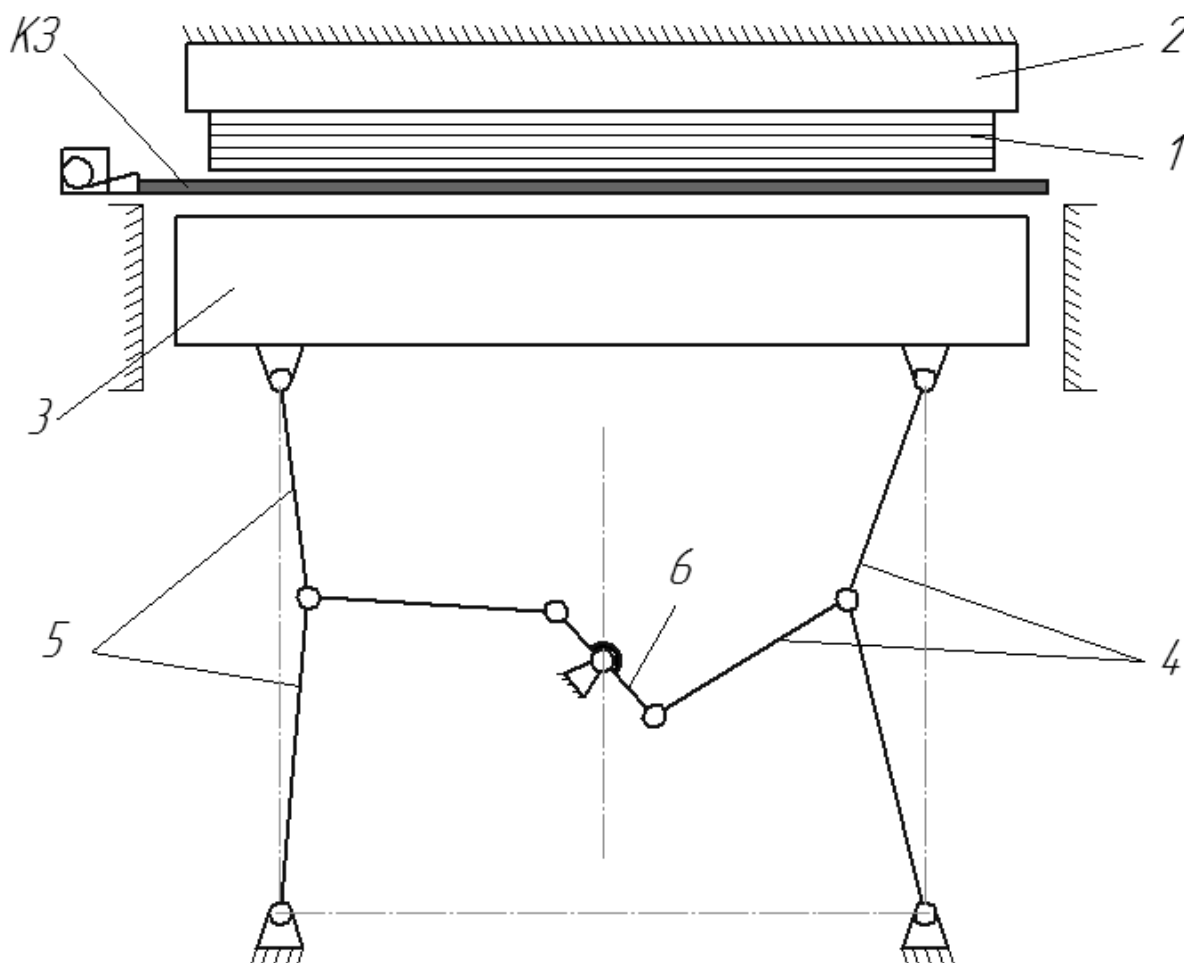


Fig. 1 – Scheme of main mechanism of diecutting machine / *Схема головного механізму штанцювального преса*

PROBLEM STATEMENT

Because homing articulated four-segment mechanisms are skew-symmetric and cannot with rectilinear crane provide strictly vertical (not oscillating) movement of pressure plate, it leads to poor press stable functioning, limits its productivity and negatively affects the quality of cardboard flat pattern die-cutting [3]. Scholars of Ukrainian Academy of Printing solved the problem of oscillation of pressure plate, adding to the headgear construction blocks of bevel wheel, which gives positive result, however, considerably complicates the construction and reduces the efficiency of the press.

The purpose of the work is to synthesize the mechanism of die-cutting press machine so as to achieve a strictly vertical movement of the pressure plate and reduce drive power, it will increase the productivity of cardboard packaging and quality of flat patterns. To solve this problem, several diagrams of gears were proposed and tools for analysis and visualization of such a mechanism based on analytical dependencies were established.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

Оскільки привідні шарнірні чотириланкові механізми є кососиметричні і не можуть при прямолинійній корбі забезпечити строго вертикальний (а не коливний) рух натискної плити, то це призводить до погіршення стабільності функціонування преса, обмежує його продуктивність та негативно впливає на якість штанцювання картонних розгортки [3]. Учені Української академії друкарства вирішили проблему коливання натискної плити, додавши до конструкції приводу блоки конічних коліс, що дає позитивний результат, однак значно ускладнює конструкцію і зменшує ККД преса.

Мета роботи – синтезувати механізм преса штанцювального автомата так, щоб досягти строго вертикального переміщення натискної плити та зменшити потужність приводу, це збільшить продуктивність виробництва картонної тари та якість розгортки. Для вирішення даної проблеми запропоновано декілька схем механізмів та створено інструмент для аналізу та візуалізації такого механізму на основі виведених аналітичних залежностей.

MAIN ARTICLE

So that moves of the right and left part of pressure plate were even, geometrical dimensions of mechanism must meet the conditions:

$$L_{OA} = \frac{B_1B_2}{2}. \quad (1)$$

Figure 2 shows analytical model of mechanism, where L_{OA} - is crank-web, B_1B_2 - is segment between points of limit position of lever kinematic pair BC . Thereby, the angle between the crank-web varies from 180° to $\alpha < 180^\circ$.

ОСНОВНИЙ ТЕКСТ СТАТТІ

Для того, щоб ходи правої і лівої частини натискної плити були рівними, потрібно щоб геометричні розміри механізму відповідали умові:

На рисунку 2 зображена розрахункова схема механізму, де L_{OA} - плече кривошипа, B_1B_2 - відрізок між точками крайніх положень кінематичної пари важеля BC . При цьому кут між плечами кривошипа змінюється із 180° на $\alpha < 180^\circ$.

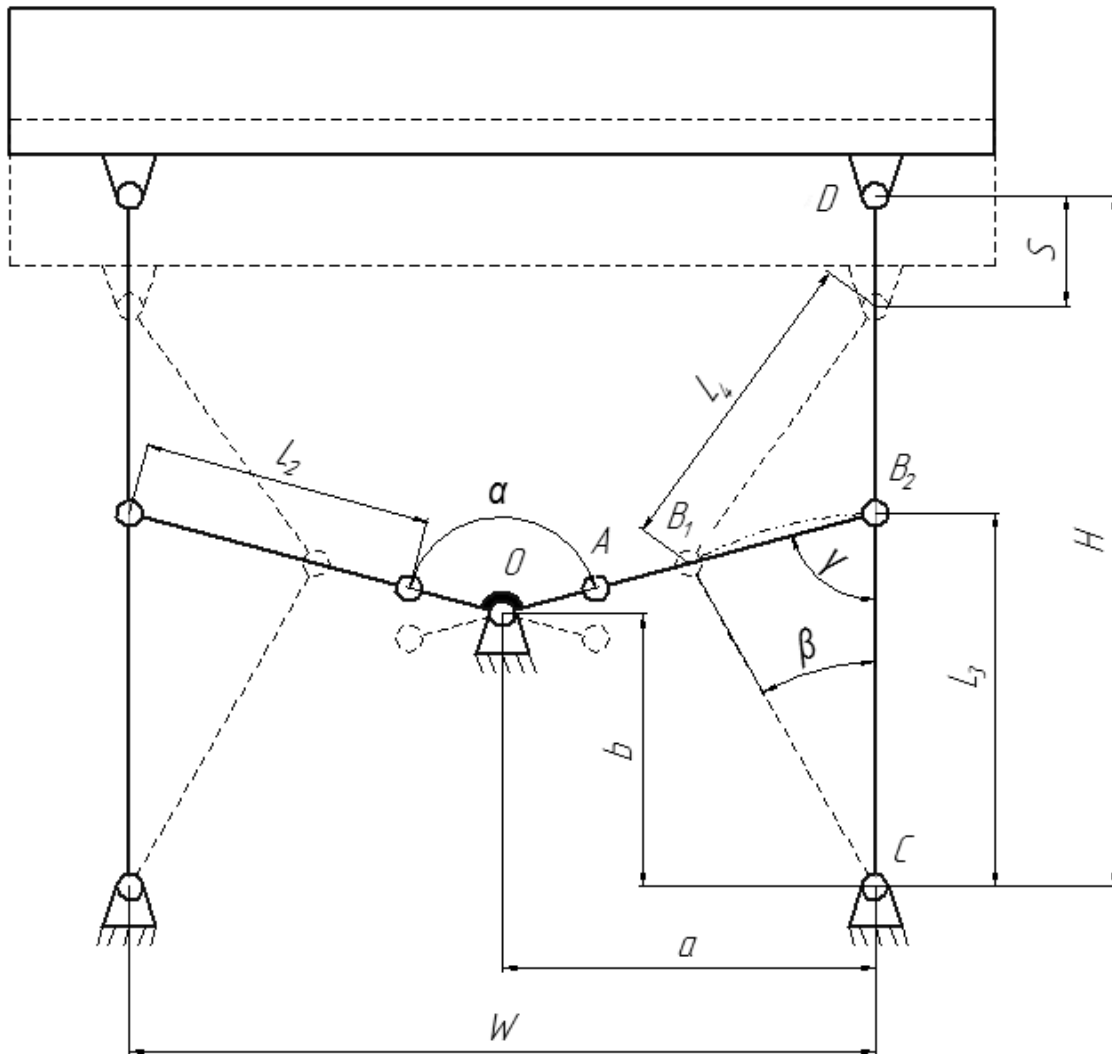


Fig. 2 – Calculation scheme of mechanism / Розрахункова схема механізму

Based on given terms analytical dependencies for kinematic synthesis were derived. The input data for the synthesis is height of mechanism H , width of mechanism W , motion of pressure plate S and beam length $CB=L_3$. After determination of mechanism sizes main analysis occurs, which is based on mechanism classification of Assura [4.5].

The length of the beam BD is calculated by formula

Виходячи з даної умови виведено аналітичні залежності для кінематичного синтезу. Вхідними даними для синтезу є висота механізму H , ширина механізму W , хід натискної плити S та довжина коромисла $CB=L_3$. Після визначення розмірів механізму відбувається основний аналіз, який базується на класифікації механізмів за Ассуром [4.5].

Довжина коромисла BD розраховується за формулою.

$$L_4 = H - L_3. \quad (2)$$

The angle of the span:

Кут розмаху коромисла:

$$\beta = \arccos\left(\frac{L_3^2 + (H-S) - L_4^2}{2 \cdot L_3 \cdot (H-S)}\right). \quad (3)$$

Length of the segment B_1B_2 :

Довжина відрізка B_1B_2 :

$$L_{B_1B_2} = \sqrt{2 \cdot L_3^2 - 2 \cdot L_3^2 \cdot \cos(\beta)}. \quad (4)$$

The angle between connector rod AB and beam CB in limit position:

Кут між шатуном AB і коромислом CB в крайньому положенні:

$$\gamma = \frac{(\pi - \beta)}{2}. \quad (5)$$

Total length of the crank-web L_{OB} and connector rod L_{AB} :

Сума довжин плеча кривошипа L_{OB} та шатуна L_{AB} :

$$L_{OB} = \frac{a \cdot \sin(90^\circ)}{\sin(\gamma)}. \quad (6)$$

Crank-web length L_1 :

Довжина плеча кривошипа L_1 :

$$L_1 = \frac{L_B}{2}. \quad (7)$$

Connector rod length L_2 :

Довжина шатуна L_2 :

$$L_2 = L_{OB} - L_1. \quad (8)$$

Crank-web support height:

Висота опори кривошипа:

$$b = L_3 - \sqrt{L_{OB}^2 - a^2}. \quad (9)$$

Span angle of crank-web:

Кут розмаху кривошипа:

$$\alpha = \gamma \cdot 2 \quad (10)$$

After calculating mechanism according to analytical dependencies, the mechanism with fixed measures of segments is formed, whereby strictly vertical movement of pressure plate and die-cutting form is occurred. At this backing and free run will be the same.

In order to reduce drive power, it is necessary to increase operating run and, therefore, reduce free one. For this, it is advised to change the scheme of drive mechanism. There are two proposed schemes of drives, shown in Figure 3.

First variant of drive is double-lever mechanism (fig.3a), and another is rocker mechanism (fig. 3b).

The analysis of mechanisms with such schemes is carried out in two stages: firstly, basic parameters are synthesized (see above), they ensure strictly vertical movement of pressure plate and then, based on received data, kinematics and kinetostatics of main machine' characteristics by known dependencies are analyzed [6]. Result of research is an increased

Після розрахунку механізму за даними аналітичними залежностями формується механізм з певними розмірами ланок, при яких відбувається строго вертикальний рух натискної плити з штанцформою. При цьому зворотній та холостий ходи будуть однаковими.

Щоб зменшити потужність приводу, необхідно збільшити робочий хід і, відповідно, зменшити холостий. Для цього, запропоновано змінити схему приводу механізму. Є дві запропоновані схеми приводів, які показані на рисунку 3.

Перший варіант приводу – це двокоромисловий (рис. 3а), а другий - кулісний механізм (рис. 3б).

Аналіз механізмів з такими схемами проводиться в два етапи: спочатку синтезуються основні параметри (описано вище), які забезпечують строго вертикальне переміщення натискної плити, а потім, на основі отриманих даних, аналізуються кінематика та кінетостатика характеристики головного

operating run, which shows decrease of power drive.

механізму за відомими залежностями [6]. Результатом дослідження є збільшений робочий хід, що свідчить про зменшення потужності приводу.

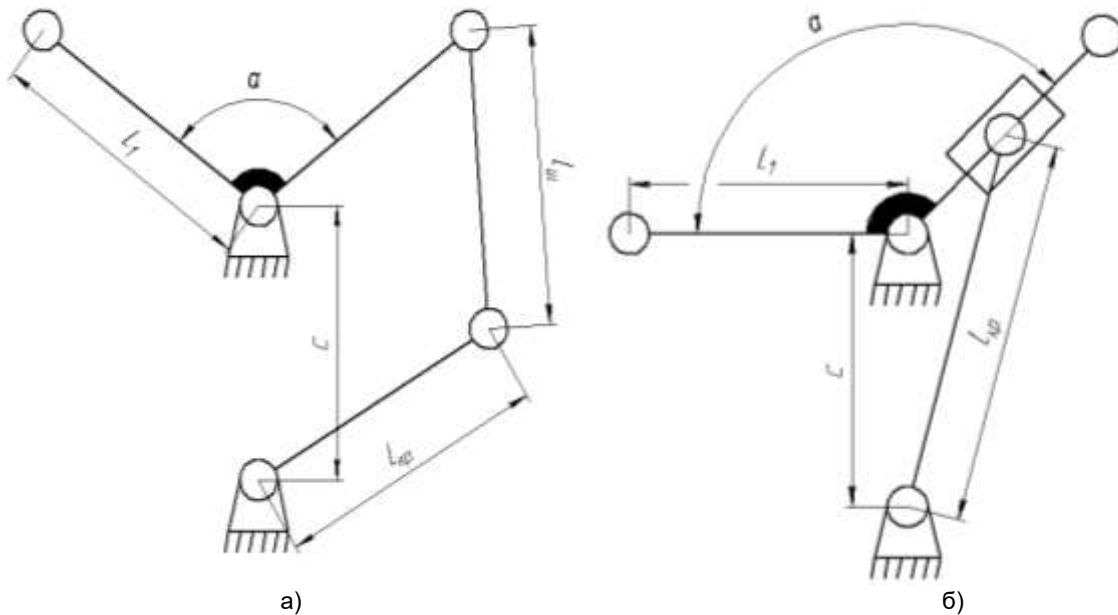


Fig. 3 Schems of drive of mechanism / Схеми приводів механізму: а) чотириланковик; б) кулісний механізм

To conduct kinematics and kinetostatics analysis, in the environment of Rad Studio Delphi XE5 based on object oriented programming computer program has been developed. The software allows you to choose mechanism scheme with the right drive, set necessary parameters for mechanism, review its motion animation, get graph of variance of kinematics and kinetostatics parameters etc.

Figures 4 and 5 show graphs of pressure plate movements at various drives schemes that are obtained in settlement system. By comparing these graphs we see that operating run with drive from rocker mechanism (fig. 3b, 5) lasts around 313° of crane turn and is bigger than double crank-web. At the same time, the die-cutting process occurs at low speeds of die-cutting plate movements. This provides considerably lower power of die-cutting compared to known presses and proposed drives from double crank-web four-segment mechanisms.

Double crank-web drive provides a significant additional force of inertia for die-cutting press, as at the time of stamping on the crank-web angle ~80°-95° movements of pressure plate increases dramatically (fig. 4), which leads to considerable acceleration, therefore, the forces of inertia. These forces are aimed in direction of plate movements.

Для проведення кінематичного та кінетостатичного аналізу розроблено комп'ютерну програму, в середовищі Rad Studio Delphi XE5 на основі об'єктно орієнтованого програмування. Програмне забезпечення дозволяє обрати схему механізму з потрібним приводом, задати необхідні параметри механізму, переглянути анімацію його руху, отримати графіки змін кінематичних та кінетостатичних параметрів та ін.

На рисунках 4 та 5 наведено графіки переміщень натискної плити при різних схемах приводів, які отримані в створеній розрахунковій системі. Порівнявши ці графіки бачимо, що робочий хід з приводом від кулісного механізму (рис. 3б, 5) триває близько 313° повороту корби і є більшим, ніж при двокривошипному приводі. При цьому, сам процес штанцювання відбувається при малих швидкостях руху штанцювальної плити. Це забезпечує значно меншу потужність сили штанцювання у порівнянні з відомими пресами і з пропонуванним приводом від двокривошипного чотириланковика.

Двокривошипний привід дозволяє отримати значну за величиною додаткову силу інерції для штампувальних пресів, оскільки в момент штампування на кути повороту кривошипа ~80°-95° переміщення натискної плити преса різко зростає (рис. 4), що призводить до виникнення значних пришвидшень і, відповідно, сил інерції. Ці сили спрямовані в напрямку руху плити.

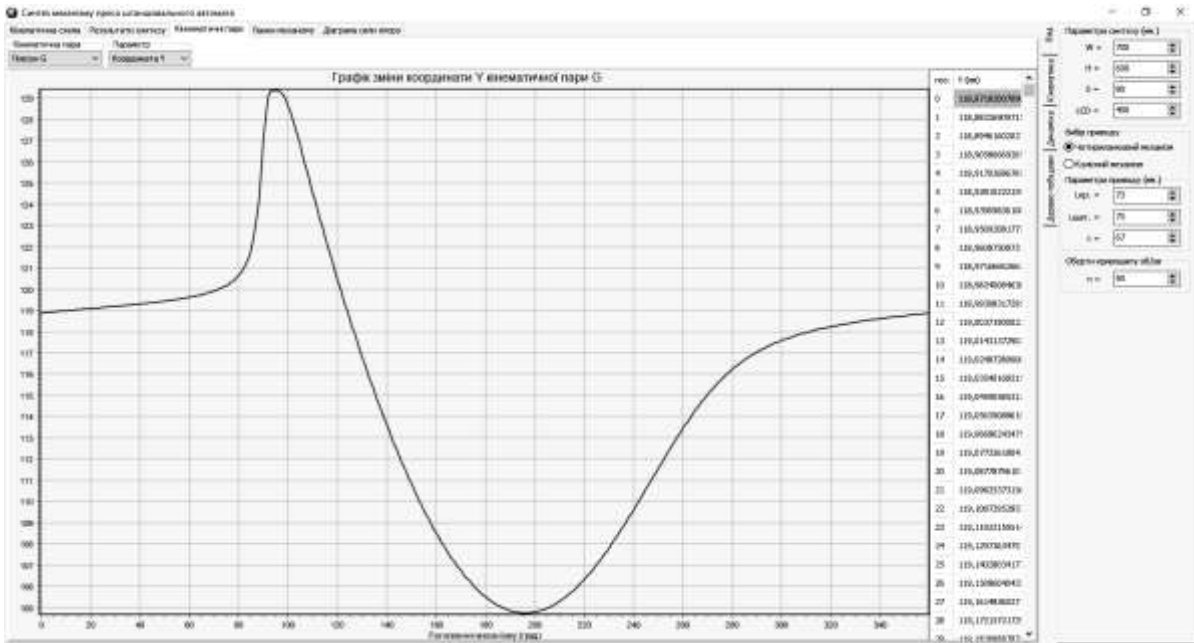


Fig. 4 – Graph of moving of press / *Графік зміни переміщення пресу*

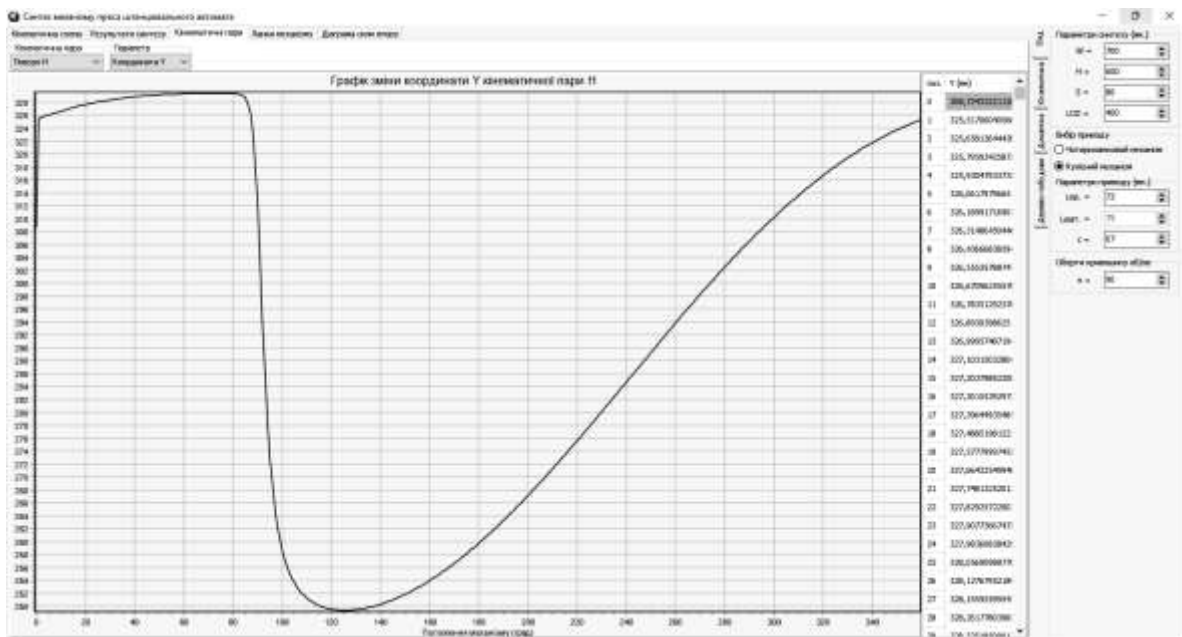


Fig. 5 – Graph of moving of press / *Графік зміни переміщення пресу*

CONCLUSIONS

The result of conducted work is the solution of the problem of oscillating movement of the die-cutting machine of pressure plate of the mechanism which led to the deterioration of the flat pattern quality and productivity. It has been suggested that double-armed crank-web should be set in motion not using electric motor, but double crank-web four-segment mechanism or rocker mechanism. It allows changing the duration of operating and free runs. Increasing the duration of operating run we reduce the power of die-cutting which results in reduction of power drive.

For automated synthesis of studied mechanism software has been developed, that allows quickly analyze the main characteristics of the mechanism, review

ВИСНОВКИ

Результатом проведеної роботи є вирішення проблеми коливного руху натискної плити механізму штанцювального автомата, яка призвела до погіршення якості розгортки та продуктивності виробництва. Запропоновано двоплечовий кривошип приводити в рух не від електродвигуна, а від двокривошипного чотириланковика або від кулісного механізму. Це дозволяє змінювати тривалість фаз робочого і неробочого ходів. Збільшуючи тривалість робочого ходу ми зменшуємо потужність сил штанцювання, що призводить до зменшення потужності приводу.

Для автоматизованого синтезу досліджуваного механізму створено програмне забезпечення, яке

animation of its motion and get the results of research in the form of graphs.

REFERENCES

- [1]. Rehey I.I. Consumer packaging cardboard: materials, projecting, equipment for manufacturing/ I.I. Rehey: – Lviv: UAP, 2011. – 142 p. [2]. Hvedchyn Y. J. Bindery equipment: підруч. / Y.J. Hvedchyn. – Lviv: UAP, 2007. – 392 p.
- [3]. Patent of Ukraine №107868 «Press of dancing machine»/ I. I. Rehey, Y. J. Hvedchyn, V. V. Zelenyi.
- [4]. Pasika V.R. Kinematics of lever mechanisms with the groups of Assura I and II types / V.R. Pasika // Scientific notes. – 2001. – Issue. 3. – P. 12-16.
- [5]. Pasika V.R. Kinematics of lever mechanisms with the groups of Assura III and V types / V.R. Pasika // Printing and publishing. – 2001. – №37. – P.50-66.
- [6]. Analytical method of plans in kinetostatics analysis of lever mechanisms of II class / V.R. Pasika // Printing and publishing. – 2002. – № 38. – P. 43-62.

дозволяє оперативно аналізувати характеристики головного механізму, переглядати анімацію його руху та отримати результати досліджень у вигляді графіків.

БІБЛІОГРАФІЧНІ ПОСИЛАННЯ

- [1]. Регей І.І. Споживче картонне пакування: матеріали, проектування, обладнання для виготовлення / І.І. Регей: – Львів: УАД, 2011. – 142 с.
- [2]. Хведчин Ю. Й. Брошурувально-палітурне устаткування: підруч. / Ю.Й. Хведчин. – Львів: УАД, 2007. – 392 с.
- [3]. Патент України №107868 «Прес танцювального автомата»/ І. І. Регей, Ю. Й. Хведчин, В. В. Зелений.
- [4]. Пасіка В.Р. Кінематика важільних механізмів з групами Ассура I і II видів / В.Р. Пасіка // Наукові записки. – 2001. – Вип. 3. – С. 12-16.
- [5]. Пасіка В.Р. Кінематика важільних механізмів з групами Ассура III і V видів / В.Р. Пасіка // Поліграфія і видавнича справа. – 2001. – №37. – С.50-66.
- [6]. Аналітичний метод планів у кінетостатичному аналізі важільних механізмів II класу / В.Р. Пасіка // Поліграфія і видавнича справа. – 2002. – № 38. – С. 43-62.