

УДК 621.798

Я.І.Чехман, Ю.О.Банах

**ПРО ДОЦІЛЬНІСТЬ СТВОРЕННЯ
ПОПЕРЕДНЬОГО НАТЯГУ В СИСТЕМІ
ТИГЕЛЬНОГО ПРЕСА МАШИНИ ПРИ
ШТАНЦЮВАЛЬНИХ РОБОТАХ**

При проведенні висікально-бігувальних робіт найбільш широко застосовуються машини або окремі пристрої системи друкарсько-висікальних агрегатів тигельного типу. Це пов'язано з простотою і

досконалістю процесу виготовлення штанцювальної форми. Однак повна нормалізація процесу утруднюється через зміни, які виникають з появою кожної нової форми. У межах передбаченого машиною формату (залежно від характеру заготовок) величина необхідного технологічного зусилля і вектор його приведення можуть змінюватися в широких інтервалах, що обумовлює нестабільність технологічного процесу.

Для приводу натискного органа найчастіше використовується двосторонній кривошипно-повзунний механізм (рис. 1). Внаслідок

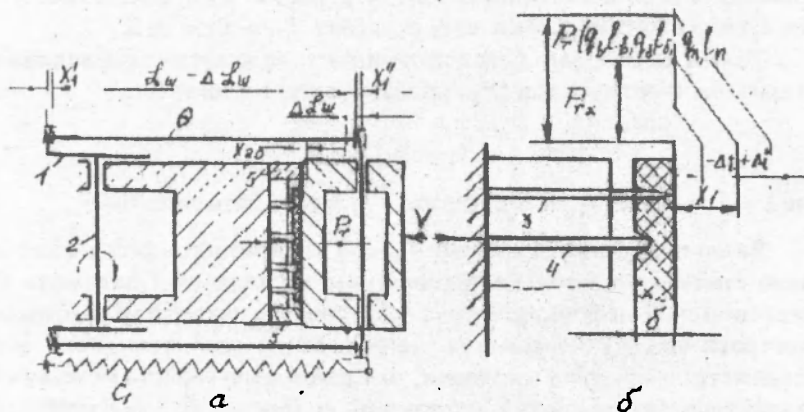


Рис. 1. Податливість системи тигельного преса при висікально-бігувальних роботах:
 а — схема преса;
 б — зміна деформацій системи приводу при зміні технологічних навантажень.

створення технологічного навантаження P_m деформуються всі ланки привода: пальці кривошипів на величину x_1 , шатуни — на $\Delta \alpha_w$, вісь тигеля — на x_1'' . Деформацією кривошипів 1 і головного вала 2 можна знехтувати, оскільки вона на порядок нижча за вказані. Розглядаючи прикладення вектора технологічних сил P_m , симетричних щодо двостороннього приводу, його величину можна визначити наступним чином:

$$P_m = P_a + P_b + P_n = q_a l_a + q_b l_b + q_n l_n, \quad (1)$$

де q_a , q_b , q_n — відповідно погонні зусилля, необхідні для висічки, бігування і перфорування; l_a , l_b , l_n — загальна довжина відповідно висічних, бігувальних і перфорувальних інструментів.

Дія технологічної сили zdeформує ланки механізму на величину

$$x_1 = x_1' + \Delta \alpha_m + x_1'' \quad (2)$$

Ця деформація досягне максимальної величини в крайньому положенні повзуна (тигеля) (рис. 1, б), і її треба враховувати при підготовці машини до роботи — на величину x_1 потрібно зменшити мінімальну щілину між талером і тигелем (у ненапруженому стані) порівняно з висотою висічних ножів 3.

Зауважимо, що в момент завершення висічки складова P_6 технологічного зусилля сприйматиметься загостреними кромками висічних ножів при зіткненні їх з натискною поверхнею тигеля, що неминуче спричиняє їх поступове затуплення. В цій фазі технологічне зусилля матиме тільки одну складову $P_m = P_6 = q_6 l_6$.

Таким чином, загальна деформація x_1 залежатиме від величини технологічного зусилля (P_m) і податливості системи (λ)

$$x_1 = P_m \cdot \lambda, \quad (3)$$

де $\lambda = \frac{1}{c}$ — податливість системи; c — жорсткість системи.

Якщо податливість системи (λ) для конкретного преса є величиною сталою, то загальне технологічне зусилля (P_m) залежить від механічних і деформаційних характеристик матеріалу заготовки, гостроти ножів і бігувальних лінійок. Якщо поміняти тільки один параметр — матеріал заготовки, то в залежності від його механічних характеристик величина деформації x_1 (рис. 1, б), яку необхідно врахувати при налагодженні, збільшиться на $x_1 + \Delta_1$, або зменшиться на $x_1 - \Delta_1$.

При наявності широких експериментальних даних по визначенню q_6 і q_6 для різних матеріалів можна підрахувати загальне технологічне навантаження. Проте і в цьому випадку потрібно врахувати можливу несиметричність вектора технологічних навантажень P_m , що призведе до неоднакової деформації механізму з різних боків. Отже, як бачимо, налагодження штанцювального преса при заміні формату, матеріалу і характеру виробу — складний процес.

Вищезазначених явищ у роботі і при налагодженні преса можна уникнути, якщо в системі преса створити попередньо напружений стан, як це давно застосовують у плоскодрукарських, а останнім часом і в ротаційних друкарських машинах.

Для цього по краях на талері, з двох боків форми, необхідно закріпити опорні планки 5 (рис. 1, а), висота яких повинна дорівнювати висоті ножів. Величину попереднього натягу (P_0) доцільно встановити виходячи з максимально допустимого технологічного навантаження ($P_{T \max}$) в пресі, на яке розрахована найбільш податлива ланка механізму — шатуни 6.

$$P_{m \max} = [\sigma]_p 2 S_{ш}, \quad (4)$$

де $[\sigma]_p$ — допустиме напруження розтягу в шатунах; $2 S_{ш}$ — поперечний переріз двох шатунів.

При цьому сумарна деформація розтягу зовнішнього контуру системи преса становитиме

$$x = \frac{P_{m \max}}{c_1}, \quad (5)$$

де $c = \frac{P_{m \max}}{x_1}$ — жорсткість, яка підраховується теоретично і може бути перевірена експериментально.

Для створення цієї деформації шляхом регулювання потрібно забезпечити в ненавантаженому стані мінімальну відстань між тигелем і талером

$$h_{\min} = h - x_1,$$

де h — висота висічних ножів.

Деформацію стиску опорних планок можна визначити із залежності

$$\sigma_{ст} = E \frac{x_2}{h} - \frac{P_m}{2 b l},$$

звідки

$$x_2 = \frac{h}{2 b l E} P_m. * \quad (6)$$

У формулі (6): b , h і l — відповідно ширина, висота і довжина планок; E — модуль пружності для сталі (матеріалу планок).

На рис. 2, а зображено модель, на рис. 2, б — графіки напруженого стану преса. Пружини 1 імітують зовнішній контур розтягу, а пружини 2 — внутрішній контур стиску напруженої системи. Точка $л$ відповідає рівновазі зусиль від цих пружин

$$P_0 = c_1 x_{10} = c_2 x_{20}. \quad (7)$$

Розглядаючи рис. 2, б і беручи до уваги (7), можна знайти максимальне технологічне зусилля $P_{m \max}$, при якому зникає попередній натяг ($P_0 = 0$)

* Підрахунки свідчать, що деформація x_2 на два порядки менша від деформації x_1 і становить не більше 0,002 — 0,004 мм.

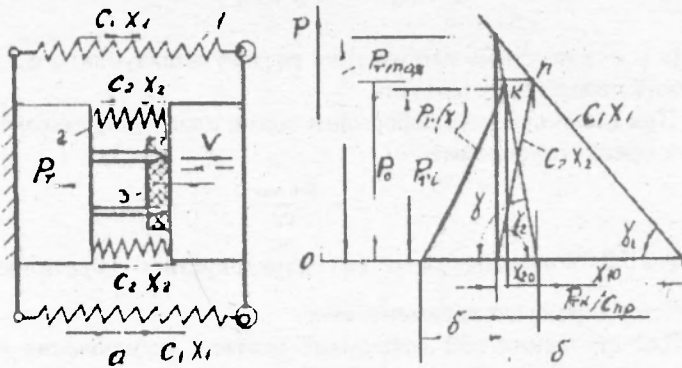


Рис. 2. Схема до визначення деформацій інскального преса:
 а — модель преса; б — зміна сил і деформацій при напруженому стані,

$$P_{m \max} = c_1 (x_{10} + x_{20}) = P_0 + P_0 \frac{c_1}{c_2} = P_0 \frac{c_{np}}{c_2}, \quad (8)$$

де $c_1 = tg \gamma_1$ — жорсткість контуру розтягу; $c_2 = tg \gamma_2$ — жорсткість контуру стиску; $c_{np} = c_1 + c_2 = tg \gamma$ — приведена жорсткість системи. Із залежності (8) визначиться необхідна величина попереднього на-тягу

$$P_0 = P_{m \max} \frac{c_{np}}{c_2}. \quad (9)$$

При наявності заготовки (3) (рис. 2, а) створюється технологічне зусилля (див. вище), яке досягає якоїсь величини P_{mk} . Точка k являтиме собою рівновагу технологічної сили та реакції з боку механізму, що визначається приведеною жорсткістю преса. Під дією технологічних сил будуть виникати деформації ($\frac{P_{mi}}{c_{np}}$), котрі змінюватимуться в межах

$$0 < \frac{P_{mi}}{c_{np}} \leq x_{20}. \quad (10)$$

Враховуючи мізерну величину деформації x_{20} , можна вважати, що положення тигля залишатиметься незмінним незалежно від величини технологічного зусилля і точки його прикладення.

Таким чином, ускладнення процесу підготовки машини до роботи, збільшення простоїв і зниження продуктивності праці пов'язане з істотною податливістю системи преса. Створення попереднього на-

тягу в системі тигельного преса нормалізує технологічний процес, дозволяє уникнути переналагодження при будь-якій заміні вихідних параметрів (матеріалу заготовок, його товщини, формату та характеру форми, її розташування), а також підвищити стійкість ножів.

Викладена методика розрахунку і створення попереднього натягу достатня для її реалізації в умовах виробництва.

1. Тир К.В. Определение пика крутящего момента на главном валу тигельной машины: Научные записки УПИ. 1955. Т. XI. 2. Чехман Я.И. Печатные аппараты. К., 1959.