

Максимальна амплітуда поперечних коливань $A = 0,0018$ мм, або в 17,3 раза менша від амплітуди коливань без попереднього натягу. Ці коливання згасають після повороту циліндра на $0,7\pi$. Перепад тисків при друкуванні (при першому поштовху) змінюватиметься в межах $1,45 \text{ МПа} \leq p_m \leq 1,54 \text{ МПа}$. Відношення p_{max} до p_{min} складає 1,06.

При використанні декеля з фізичними сталими $n = 1,22$ і $E_y = 34,1$ МПа максимальна амплітуда коливань $A = 0,0014$ мм. Перепад тисків при друкуванні (після першого поштовху) коливатиметься в межах $1,48 \text{ МПа} \leq p_m \leq 1,52 \text{ МПа}$. Відношення p_{max} до p_{min} становить 1,03.

Отже, створення попередньо-напруженого стану в системі друкарського преса дає можливість практично усунути поперечні коливання циліндрів у процесі роботи, а в машинах високого друку забезпечити стабільність тисків при друкуванні. При наявності натягу в ДА механічні характеристики декелів мало впливають на інтенсивність коливного процесу циліндрів.

1. Чехман Я.І., Шустикевич А.І. До методики оцінки пружних коливань циліндрів друкарського апарата // Поліграфія і видавнича справа. 2000. № 36. С. 17–21. 2. Чехман Я.І., Шустикевич А.І. Оцінка імпульсу сили і амплітуди коливань у друкарському апараті // Наукові записки УАД. 2000. Вип. 2. С. 23–27.

УДК 686.12

АНАЛІТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕХНОЛОГІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ ПРИ ОБРОБЦІ ОТВОРІВ У КАРТОНІ

В.М. Задра

Запропоновано методику аналітичного визначення технологічних навантажень при прорізуванні внутрішніх контурів у картоні.

Предложена методика аналитического определения технологических нагрузок при прорезании внутренних контуров в картоне.

Розділення картону (паперу) по замкнутому або незамкнутому контуру здійснюють методами штанцювання і вирубубання (пробивання), характерними для яких є значні технологічні навантаження, оскільки обробка контуру відбувається одночасно по усьому периметру.

Скорочення технологічних навантажень можливе за умови зменшення площі контакту леза інструмента з оброблюваним матеріалом у будь-який момент часу, тобто мінімізації довжини лінії різання. Така умова буде виконуватись, якщо лезо інструмента матиме нахил до площини матеріалу. Оптимальні значення кута нахилу α залежать від багатьох факторів, вплив яких можна визначити на підставі аналітичних і експериментальних досліджень.

У таблиці наведено аналітичні вирази для визначення технологічних навантажень, а також подана динаміка їх зміни для інструментів кількох типів.

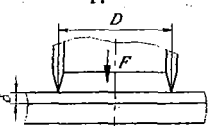
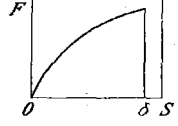
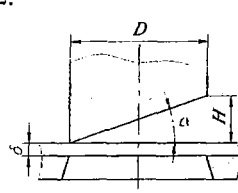
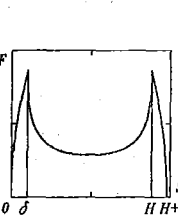
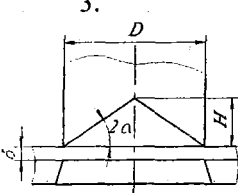
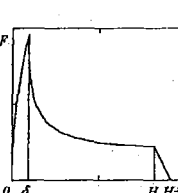
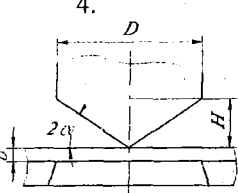
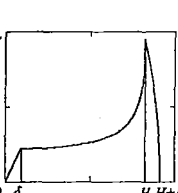
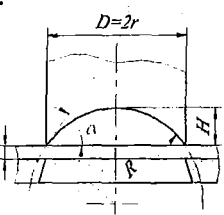
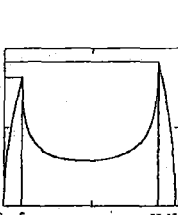
Різальний інструмент 1-го типу – просічник використовують при штанцюванні. Максимальна сила просікання спостерігається в позиції, коли ніж пройшов крізь товщу картону.

Максимальні технологічні навантаження для інструмента 2-го типу, лезо якого нахилене до площини матеріалу під кутом α , маємо в двох позиціях: кінець фази I – початок фази II і кінець фази II – початок фази III [див.: Задра В.М. Параметричні дослідження ножичного прорізування внутрішніх контурів у картоні // Комп'ютерні технології друкарства. Львів, 2000. №5. С.85–89].

Для ножів 3 і 4-го типів з внутрішнім і зовнішнім скосом леза характерний один максимум сили різання, що знаходиться у позиціях: кінця фази I – початку фази II (для 3-го типу) і кінця фази II – початку фази III (для 4-го типу).

Ніж 5-го типу зі змінним кутом нахилу леза від α до 0, утвореного перетином двох циліндрів радіусами r і R зі взаємно перпендикулярними осями, має два максимуми у позиціях, характерних для ножа 2-го типу. Однак значення максимумів різні і більший з них є в позиції кінця фази II – початку фази III.

З точки зору технологічності інструменти 1 і 2-го типів вирізняються простотою виготовлення.

Тип різального інструмента	Технологічні навантаження	Динаміка зміни технологічних навантажень
	$F_{\max} = q_n l, \quad l = \pi D$	
 <p>$H = D \cdot \operatorname{tg} \alpha$</p>	<p>Фаза I ($0 \leq s_I \leq \delta$) – $F = 2q_p r \cdot \arccos \left(1 - \frac{s_I}{r \cdot \operatorname{tg} \alpha} \right)$;</p> <p>фаза II ($0 \leq s_{II} \leq H - \delta$) –</p> $F = 2q_p r \cdot \left[\arccos \left(1 - \frac{s_{II} + \delta}{r \cdot \operatorname{tg} \alpha} \right) - \arccos \left(1 - \frac{s_{II}}{r \cdot \operatorname{tg} \alpha} \right) \right]$; <p>фаза III ($0 \leq s_{III} \leq \delta$) – $F = 2q_p r \cdot \arccos \left(1 - \frac{\delta - s_{III}}{r \cdot \operatorname{tg} \alpha} \right)$.</p>	
 <p>$H = 0.5D \cdot \operatorname{tg} 2\alpha$</p>	<p>I – $F = 4q_p r \cdot \arccos \left(1 - \frac{s_I}{r \cdot \operatorname{tg} 2\alpha} \right)$;</p> <p>II –</p> $F = 4q_p r \cdot \left[\arccos \left(1 - \frac{s_{II} + \delta}{r \cdot \operatorname{tg} 2\alpha} \right) - \arccos \left(1 - \frac{s_{II}}{r \cdot \operatorname{tg} 2\alpha} \right) \right]$; <p>III – $F = 4q_p r \cdot \left[\frac{\pi}{2} - \arccos \left(\frac{\delta - s_{III}}{r \cdot \operatorname{tg} 2\alpha} \right) \right]$.</p>	
	<p>I – $F = 4q_p r \cdot \left[\frac{\pi}{2} - \arccos \left(\frac{s_I}{r \cdot \operatorname{tg} 2\alpha} \right) \right]$;</p> <p>II – $F = 4q_p r \cdot \left[\arccos \left(\frac{s_{II}}{r \cdot \operatorname{tg} 2\alpha} \right) - \arccos \left(\frac{s_{II} + \delta}{r \cdot \operatorname{tg} 2\alpha} \right) \right]$;</p> <p>III – $F = 4q_p r \cdot \arccos \left(1 - \frac{\delta - s_{III}}{r \cdot \operatorname{tg} 2\alpha} \right)$.</p>	
 <p>$H = R - 0.5\sqrt{4R^2 - D^2}$</p>	<p>I – $F = 4q_p r \cdot \arccos \left(\frac{\sqrt{(H - s_I)(2R - (H - s_I))}}{r} \right)$;</p> <p>$F = 4q_p r \cdot \left(\arccos \left(\frac{\sqrt{(H - s_{II} - \delta)(2R - (H - s_{II} - \delta))}}{r} \right) - \arccos \left(\frac{\sqrt{(H - s_{II})(2R - (H - s_{II}))}}{r} \right) \right)$;</p> <p>III – $F = 4q_p r \cdot \arcsin \left(\frac{\sqrt{(\delta - s_{III})(2R - (\delta - s_{III}))}}{r} \right)$.</p>	

q_n, q_p – погонні навантаження просікання і прорізування; l – довжина лінії просікання; D – діаметр інструмента; α – кут нахилу леа ножа; s_I, s_{II}, s_{III} – поточні переміщення ножа у межах фаз I, II і III; δ – товщина картону; H – підйом леа (формули справедливі при умові $H \geq \delta$).

До недоліків інструмента 2-го типу слід віднести наявність бокової сили, що призводить до вигину штока з інструментом та інтенсивного спрацювання напрямних штока і протиножа.

Інструменти 3, 4 і 5-го типів більш складної форми, проте основний недолік ножа 2-го типу в них усунуто.

Запропоновану методику розрахунку технологічних навантажень, а також динаміку їх зміни слід використовувати для проектування різального інструмента, а також відповідних механізмів.

УДК 621.01

КІНЕМАТИКА ВАЖІЛЬНИХ МЕХАНІЗМІВ З ГРУПАМИ АССУРА I І II ВИДІВ

В.Р. Пасіка

Розглядається аналітична версія кінематичного аналізу важільних механізмів методом планів. Виведено лаконічні вирази для одержання кінематичних характеристик груп Ассура I і II видів. Ці вирази легко програмується і дають змогу проводити кінематичні дослідження механізмів II класу з розглядуваними групами Ассура.

Рассматривается аналитическая версия кинематического анализа рычажных механизмов методом планов. Выведены лаконичные формулы для получения кинематических характеристик групп Ассура I и II видов. Эти выражения легко программируются и дают возможность проводить исследования механизмов II класса с рассматриваемыми группами Ассура.

Пропонований метод розроблений на основі структурної класифікації механізмів за Ассуром. Згідно з цією класифікацією механізми другого класу складаються хоча б з одного механізму першого класу і приєднаних до нього груп Ассура другого класу. Вміння знаходити кінематичні характеристики груп Ассура II класу дає змогу проводити кінематичний аналіз механізмів II класу в цілому. Нижче подається кінематичний аналіз груп Ассура I і II видів.

Група Ассура I виду

При дослідженні груп Ассура I виду (рис.1) відомі: координати, вектори швидкості і пришвидшення зовнішніх кінематичних пар $x_H, y_H, x_M, y_M, \vec{v}_M(v_M, \gamma_m)$, $\vec{a}_M(a_M, \psi_m)$, $\vec{v}_H(v_H, \gamma_h)$, $\vec{a}_H(a_H, \psi_h)$, де γ і ψ – кути нахилу відповідних швидкостей і пришвидшень до осі Ox ; відстань між внутрішньою і зовнішніми кінематичними парами $l_i \equiv l_{ML}, l_j \equiv l_{HL}$.

Потрібно визначити положення ланок групи φ_i, φ_j та кутові швидкості і пришвидшення ланок $\omega_i, \omega_j, \varepsilon_i, \varepsilon_j$.

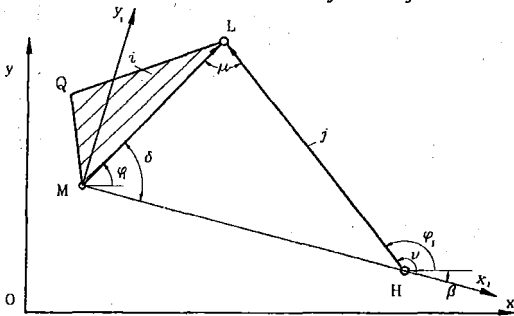


Рис.1. Група Ассура II класу I виду

Визначення положень ланок

Рух структурної групи розглядаємо відносно проведеної довільно нерухомої системи координат xOy . Проведемо рухому систему координат $x_1M_1y_1$, яка пов'язана з групою таким чином, щоб вісь x_1 проходила крізь зовнішні кінематичні пари M і H . Кут нахилу рухомої системи координат відносно нерухомої $\text{tg } \beta = (y_H - y_M) / (x_H - x_M)$. Чверть, в якій