

Рис.3. Статичні характеристики фарбового апарата

При тривалій роботі анілоксового вала його комірки забруднюються, що призводить до зменшення коефіцієнта передачі α_2 . Для випадку, коли $\beta=0,8$, $\alpha=0,4$, за виразом (6) визначено межі товщини шару фарби для граничних коефіцієнтів заповнення форми друкувальними елементами ($h_c(K_z=0)=1,066$; $h_c(K_z=1)=0,914$) і побудовано відповідну статичну характеристику.

З аналізу фарбової системи флексографічної машини з анілоксовим валом і проміжним накочувальним валиком випливає:

1. При номінальних даних фарбового апарата (ємність чотири одиниці, коефіцієнти поділу фарби $\alpha=\beta=0,5$) товщина шару фарби на відбитку дорівнює одній відносній одиниці і не залежить від коефіцієнта заповнення форми друкувальними елементами.

2. Якщо коефіцієнт передачі фарби з форми на стрічковий матеріал зростає до $\beta=0,8$, то при збільшенні коефіцієнта заповнення форми друкувальними елементами максимальна нерівномірність товщини фарби на відбитках знаходиться в межах 60–72%.

3. При коефіцієнті передачі фарби $\beta=0,8$ і зменшенні коефіцієнта передачі анілоксового вала до $\alpha=0,4$ за умови збільшення коефіцієнта заповнення форми максимальна нерівномірність товщини фарби на відбитках перебуває в межах 6,6–8,6%.

4. При початковому налагодженні подачі фарби на анілоксовий вал товщина шару фарби на відбитках через забруднення вала може зменшитись приблизно на 50%.

1. Верховла М.І., Луцків М.М., Зіненко Р.Г. Часовий і операторний метод описання процесу розкочування фарби в друкарських машинах //Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні: Укр. міжвідом. наук.-тех. зб. Львів, 1999. №34. С.53–54.
2. Куо Б. Теорія проєктирования цифровых систем управления. М., 1986.
3. Ласкин А.В. и др. Computer-to-Plate для флексографии. Ключевые аспекты технологии. М., 2001.
4. Луцків М., Степень К. Статичні характеристики фарбових апаратів з анілоксовим валом //Комп'ютерні технології друкарства: Зб. наук. праць / УАД. 2002. № 7. С.27–34.
5. Ярема С.М. Флексографія. Обладнання. Технологія. К., 1998.

УДК 621.01:681.3

В.О. Кузнецов

АВТОМАТИЗОВАНЕ ВИЗНАЧЕННЯ ОПТИМАЛЬНИХ ДОПУСТИМИХ КУТІВ ТИСКУ В КУЛАЧКОВИХ МЕХАНІЗМАХ

На основі використання спеціальних конструкторських комп'ютерних систем запропоновано новий пошуковий метод визначення допустимих оптимальних кутів тиску з врахуванням особливостей конструкції кулачкового механізму, його геометричних розмірів і відповідних умов тертя в кінематичних парах.

На основани использования специальных конструкторских компьютерных систем предложен новый поисковый метод определения допустимых оптимальных углов давления с учетом особенностей конструкции кулачкового механизма, его геометрических размеров и соответствующих условий трения в кинематических парах.

Кулачкові механізми з коромисловим штовхачем. Такі механізми конструктивно виконуються у двох варіантах: коромисло закріплене на проміжному валу, який передає рух наступним ланкам, або вільно насаджене на вісь (рух наступним ланкам передається другим плечем коромисла).

І варіант. На розрахунковій схемі (рис. 1): M_o – момент від технологічного опору, приведений до вала коромисла; M_{mp} – момент від сил тертя в опорі коромисла; R_n – реакція з боку кулачка на коромисло з врахуванням кутів тиску ν і тертя ϑ .

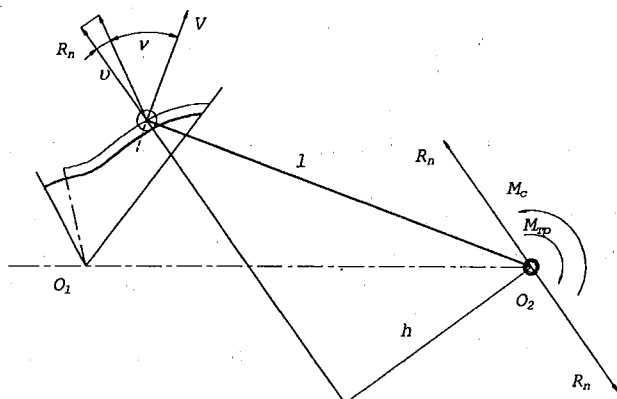


Рис. 1. Схема кулачкового механізму з коромислом, закріпленням на валу

$$\text{Рівняння моментів відносно вала коромисла } \sum_{i=1}^n M_{o1} = R_n h - M_o - M_{mp} = 0,$$

якщо $h = l \cos(\nu + \vartheta)$ і $M_{mp} = f_{02} r_{02} R_n$, де r_{02} – радіус вала коромисла, а f_{02} – коефіцієнт тертя в опорі коромисла.

$$\text{Звідси } M_o = R_n l \cos(\nu + \vartheta) - R_n f_{02} r_{02} \text{ і, відповідно, } R_n = \frac{M_o}{l \cos(\nu + \vartheta) - f_{02} r_{02}}.$$

$$\text{Якщо вважати, що тертя в опорі коромисла відсутнє, то реакція } R_{ni} = \frac{M_o}{l \cos(\nu + \vartheta)},$$

$$\text{а миттєвий к.к.д. механізму } \eta_k = 1 - \frac{f_{02} r_{02}}{l \cos(\nu + \vartheta)}.$$

$$\text{Заклинювання механізму можливе за умови } \eta \Rightarrow 0 \text{ або } \frac{f_{02} r_{02}}{l \cos(\nu + \vartheta)} = 1.$$

$$\text{У такому випадку аварійний кут тиску, що відповідає умові заклинювання } \nu_a = \arccos \frac{r_{02} f_{02}}{l} - \vartheta.$$

У відповідності з рекомендаціями [1, 2] умовне розрахункове навантаження на ролик коромисла $R_{nr} = \frac{M_{max}}{l \cos[\nu]}$, де M_{max} – максимальний момент на валу коромисла, а $[\nu] = \nu_a / k_3$ – допустимий кут тиску. З врахуванням цього розрахунковий діаметр цапфи ролика

$$d_{01} = \sqrt{\frac{M_{max}}{l \cos[\nu] \sqrt{0.2[\sigma_s][\sigma_{num}]}}},$$

а кут тертя в ролику коромисла $\vartheta = \arctg \left[\frac{k}{d_{01}} + 0.5 f_{01} \right]$, де f_{01} – коефіцієнт тертя між роликом і пальцем коромисла, k – коефіцієнт тертя кочення.

Діаметр вала коромисла в першому наближенні визначається з умови міцності за дотичними напруженнями $d_{02} = \sqrt[3]{\frac{M_{max}}{0.2[\tau]}}$, а допустимий кут тиску з врахуванням коефіцієнта надійності

$$[\nu] = \frac{1}{n_3} \arccos \frac{f_{02}}{2l} \sqrt{\frac{M_{max}}{0.2[\tau]}} - \frac{1}{n_3} \vartheta.$$

Сумісне, послідовне вирішення рівнянь, в яких визначаються d_{01} , ν , d_{02} , $[\nu]$ методом ітерацій, створює можливість для визначення оптимального допустимого кута тиску для конкретного механізму з відомими геометричними розмірами.

П в а р і а н т. На розрахунковій схемі (рис. 2): l , L – довжини плеч коромисла; F_{max} – максимальне зусилля, приведене до плеча важеля; ε – кут дії максимального зусилля; R_n – реакція з боку кулачка; ν і ϑ – відповідно, кути тиску і тертя.

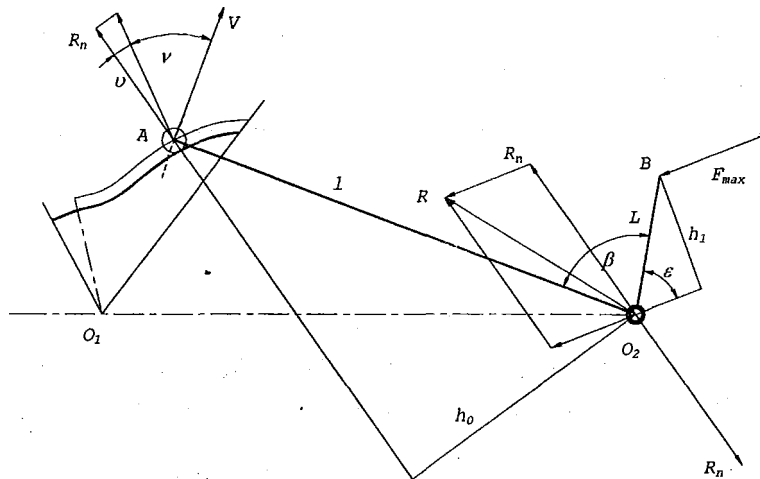


Рис. 2. Схема кулачкового механізму з коромислом, закріпленим на осі

У цій схемі відносно осі обертання коромисла діють моменти $M_1 = F_{max} h_1$, $M_0 = R_n h_0$ і момент тертя, що виникає від рівнодіючої сил

$$R = \sqrt{F_{max}^2 + R_n^2 - 2F_{max} R_n \cos(\beta + \varepsilon + \nu + \vartheta - 90)}.$$

Якщо плечі моментів $h_1 = L \cos(90 - \varepsilon)$ і $h_0 = l \cos(\nu + \vartheta)$, то розрахункове навантаження на ролик $R_{p1} = F_{max} \frac{L \cos(90 - \varepsilon)}{l \cos(\nu + \vartheta)}$, а розрахункове навантаження на вісь – рівнодіюча від F_{max} і R_{p1} ,

$$R_{p2} = \sqrt{F_{max}^2 + R_{p1}^2 - 2F_{max} R_{p1} \cos(\beta + \varepsilon + [\nu] - 90)}.$$

Рівняння моментів відносно осі коливання коромисла з врахуванням моменту тертя

$$R_n l \cos(\nu + \vartheta) = F_{max} L \cos(90 + \varepsilon) + \sqrt{F_{max}^2 + R_n^2 - 2F_{max} R_n \cos(\beta + \varepsilon + \nu + \vartheta)} f_{02} r_{02},$$

де f_{02} – коефіцієнт тертя в осі, r_{02} – радіус осі коромисла. Після ряду перетворень нормальна реакція R_n визначається з квадратного рівняння

$$R_n = \frac{F_{max} [f_{02}^2 r_{02}^2 \sin(\beta + \varepsilon + \nu + \vartheta) - lL \cos(\nu + \vartheta) \cos(90 + \varepsilon)]}{f_{02}^2 r_{02}^2 - l^2 \cos^2(\nu + \vartheta)} +$$

$$+ \sqrt{\left[\frac{F_{max} [f_{02}^2 r_{02}^2 \sin(\beta + \varepsilon + \nu + \vartheta) - lL \cos(\nu + \vartheta) \cos(90 + \varepsilon)]}{f_{02}^2 r_{02}^2 - l^2 \cos^2(\nu + \vartheta)} \right]^2 - \frac{F_{max}^2 [f_{02}^2 r_{02}^2 - l^2 \cos^2(90 - \varepsilon)]}{f_{02}^2 r_{02}^2 - l^2 \cos^2(\nu + \vartheta)}}.$$

З цього рівняння також видно, що заклинювання настає, якщо $R_n \Rightarrow \infty$ або

$f_{02} r_{02} - l \cos(\nu + \vartheta) = 0$, а кут тиску, як і в попередньому випадку,

$$\nu_a = \arccos \frac{r_{02} f_{02}}{l} - \vartheta.$$

Допустимий кут тиску визначається, як і в попередньому випадку, ітераційним вирішенням рівнянь:

$$d_{01} = \sqrt{\frac{R_{p1}}{\cos[\nu] \sqrt{0.2[\sigma_3][\sigma_{num}]}}} \quad \vartheta = \arctg \left[\frac{k}{d_{01}} + 0.5 f_{01} \right]$$

$$d_{02} = \sqrt{\frac{R_{p2}}{\sqrt{0.2[\sigma_{32}][\sigma_{num2}]}}} \quad [\nu_a] = \frac{1}{n_3} \arccos \frac{r_{02} f_{02}}{l} - \frac{1}{n_3} \vartheta.$$

1. Полюдов О.М. Механіка поліграфічних автоматів: Навчальний посібник. К., 1991. 2. Тир К.В. Механіка поліграфіческих автоматів. М., 1964.

УДК 621.01

В.Р. Пасіка, Р.С. Маца

ДО ПИТАННЯ ВИЗНАЧЕННЯ ЗМІННОЇ ДОВЖИНИ КРИВОШИПА ДЛЯ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ПЕРЕМІЩЕНЬ ПОВЗУНА З ПОСТІЙНОЮ ШВИДКІСТЮ

Розглядається питання визначення такої змінної довжини кривошипа, при якій повзун на заданих переміщеннях рухався б рівномірно. Спочатку синтезується на потрібних переміщеннях закон руху повзуна, а потім за синтезованим законом визначається необхідний радіус кривошипа.

Рассматривается вопрос определения переменной длины кривошипа, при которой ползун на заданных перемещениях будет двигаться с постоянной скоростью. Сначала синтезируется на требуемых перемещениях закон движения ползуна, а потом за синтезированным законом определяется требуемый радиус кривошипа.

У поліграфічних машинах-автоматах часто доводиться забезпечувати поступальний рух виконавчого органа з постійною швидкістю. Для цього використовують багатоланкові важільні механізми або зубчасті еліптичні колеса. Однак швидкість виконавчого органа при таких механізмах не постійна, а коливається в певних, хоч і невеликих, межах.

Для вирішення даної задачі використаємо класичний кривошипно-повзунний механізм (КПМ) зі змінною довжиною кривошипа. Подібна задача розв'язувалась [див.: Пасіка В.Р. Чисельний синтез кривошипно-повзунних механізмів з накладеними кінематичними вимогами. Вісник Технологічного університету Поділля. Хмельницький. 2002. №6. Ч. 1 (47). С.12–14.] і зводилася до розв'язку диференціального нелінійного рівняння першої степені. У цій статті покажемо дещо інший підхід до розв'язання поставленої задачі.