

УДК 681.62

Я. І. Чехман

ОСОБЛИВОСТІ РОЗРАХУНКУ ПЕРИФЕРІЙНИХ ПАСОВИХ ГАЛЬМ У РОТАЦІЙНИХ ДРУКАРСЬКИХ МАШИНАХ

Запропонована методика розрахунку периферійних рулонних гальм друкарських машин, висвітлені їх недоліки та достоїнства, сфера доцільного застосування.

Propose method calculation reel rotary surface printed machines, isconsideration its merits and demerits and sphere expedient use.

Рулонні гальма є важливою складовою системи живлення стрічкою друкарської рулонної машини. Від їх досконалості залежить можливість досягнення стабільного натягнення паперової стрічки, що, в свою чергу, вимагає досконалого вивчення їх можливостей.

У спеціальній літературі [1, 2, 3] наводяться окремі фрагменти розрахунку пасових гальм, але узагальненої методики, з урахуванням специфіки роботи, не виявлено. Тому в даній роботі зроблена спроба усунути цю прогалину на першому етапі вирішення проблеми в комплексі.

Відомо, що в друкарських рулонних машинах застосовуються периферійні й осьові рулонні гальма. З огляду на те, що ні одні, ні другі не задовольняють усіх вимог, використовують комбіновані.

Перевагою рулонних осьових гальм є порівняно проста конструкція і відсутність безпосереднього контакту з поверхнею рулону, що унеможливило його пошкодження. А до недоліків слід віднести: необхідність регулювання гальмівного моменту в широких інтервалах, що зумовлюється зменшенням радіуса рулону (у сучасних машинах у межах 1 : 12); нагрів гальма, який виникає від сил тертя, впливає на зміну його характеристик і нерідко вимагає спеціального охолодження.

Периферійні гальма застосовують у високошвидкісних ротаційних машинах і агрегатах, де використовуються рулони великих діаметра та ширини. Їх вигідно вирізняють: порівняно вузький діапазон регулювання гальмівного моменту при зменшенні радіуса рулону, що сприяє підвищенню чутливості регулювання; відсутність нагріву, оскільки тепло, яке утворюється внаслідок тертя, виноситься паперовою стрічкою; при використанні безконечного паса є можливість розкручування рулону пасом під час розгону машини, що виключає ймовірність обриву паперової стрічки. Вадами

периферійних гальм є деяка складність конструкції разом із системою регулювання і певна ймовірність пошкодження поверхні паперу гальмівним пасом. Існує три види периферійних рулонних гальм: з нерухомим відносно рулону гальмівним пасом; з безконечним гальмівним пасом, який працює в режимі проковзування паса відносно рулону; з безконечним гальмівним пасом, що працює без проковзування.

В усіх сучасних машинах здійснюється автоматичне регулювання зусилля гальмування для забезпечення сталого натягнення паперової стрічки. У першому випадку таке регулювання проводиться шляхом зміни зусилля притискання до рулону нерухомого гальмівного паса (для цього використовуються різні механічні, електромеханічні та електричні системи). У другому випадку автоматичне регулювання натягнення стрічки виконується шляхом зміни швидкості руху гальмівного паса відносно швидкості паперової стрічки, а початкове зусилля встановлюється зміною зусилля притиснення паса до рулону. У третьому випадку регулювання натягнення паперової стрічки забезпечується встановленням необхідної різниці швидкостей гальмівного паса і циліндрів друкарського апарата, тобто швидкості друкування.

На рис. 1 зображено схему гальма з безконечним пасом 1, що приводиться ведучим шківом 2 через механічну передачу 3. Швидкість обертання шківів може змінюватись через варіатор або електричним шляхом. Тягар 4, плече дії якого можна змінювати, служить для встановлення необхідного зусилля притиснення паса до рулону. Розглядаючи цю схему, констатуємо: зусилля натягнення P_n паперової стрічки залежатиме від початкового натягнення T гальмівного паса, кута a обхвату рулону й швидкості відносного проковзування, тобто різниці швидкостей друкування і гальмівного паса ($V_\partial - V_z$).

З умови балансу потужностей, використовуючи формулу Ейлера, запишемо:

$$P_n \cdot V_\partial = P_{mp} (V_\partial - V_z) = T (e^{a \cdot f} - 1) V_\partial \cdot \frac{V_z}{V_\partial} \quad (1)$$

$$P_n = T (e^{a \cdot f} - 1) \cdot \frac{V_z}{V_\partial} \quad (2)$$

де $P_{mp} = T (e^{a \cdot f} - 1)$ – зусилля тертя; e – основа натурального логарифма; a – кут обхвату пасом рулону; f – коефіцієнт тертя в цій парі.

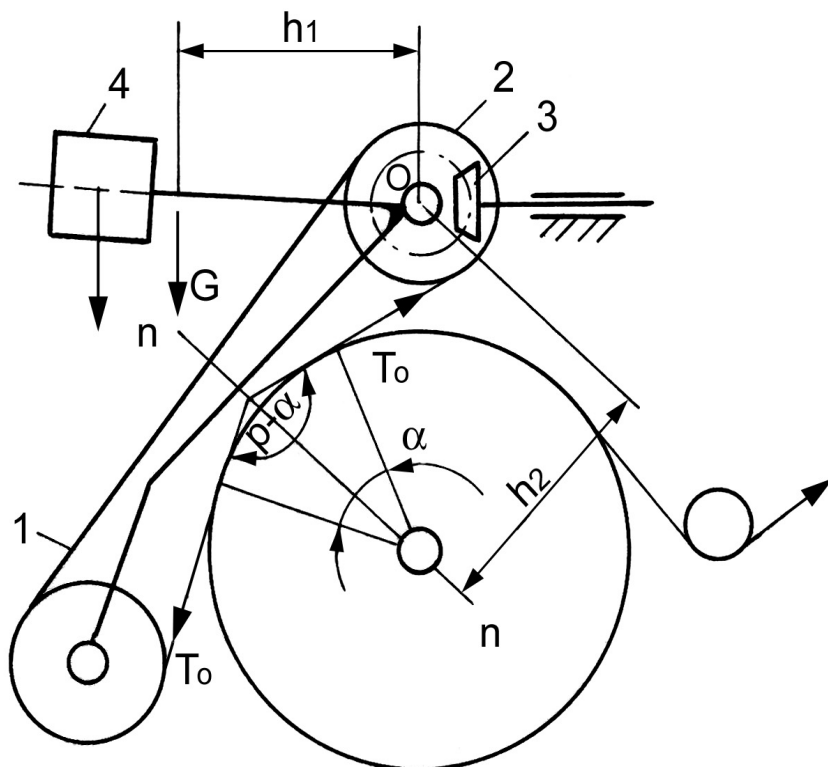


Рис. 1. Система гальмування рулону з проковзуванням

Визначення зусилля натягу на веденій ланці гальмівного пасу знайдемо, розглянувши рівновагу моментів відносно осі O:

$$2T_o \cos \frac{\rho - a}{2} h_2 = G \mathcal{A}_1, \tag{3}$$

звідки

$$T_o = \frac{G \mathcal{A}_1}{2h_2 \cos \frac{\rho - a}{2}}. \tag{4}$$

У формулі (3): $G \mathcal{A}_1$ – момент від ваги всієї шарнірно закріпленої на осі O натяжної системи; $2T_o \cos \frac{\rho - a}{2} h_2$ – момент від натягнення із зусиллям T_o гальмівних пасів (результуюча цих зусиль спрямована нормаллю n-n, що проходить на відстані h_2 від осі O).

З урахуванням того, що $2T_o = T_1 + T = T(e^{a \times f} + 1)$, зусилля на веденій ділянці гальмівного пасу

$$T = \frac{2T_o}{(e^{a\varphi} + 1)} = \frac{G h_1}{h_2 \cos \frac{p-a}{2} (e^{a\varphi} + 1)}. \quad (5)$$

Підставивши значення T у формулу (2), отримаємо кінцеву залежність для визначення натягнення паперової стрічки:

$$P_n = \frac{G h_1 (e^{a\varphi} - 1)}{h_2 \cos \frac{p-a}{2} (e^{a\varphi} + 1)} \cdot \frac{\varphi}{\dot{\varphi}} \cdot \frac{V_z \ddot{\varphi}}{V_o \dot{\varphi}} = \frac{G h_1}{h_2} K \frac{\varphi}{\dot{\varphi}} \cdot \frac{V_z \ddot{\varphi}}{V_o \dot{\varphi}} \quad (6)$$

З виразу (6) випливає, що зусилля натягнення паперової стрічки змінюється із зменшенням радіуса рулону внаслідок зменшення кута обхвату a і співвідношення плечей $h_1 : h_2$. Кут обхвату* пасом рулону змінюється в межах $45 - 90^\circ$. Позначивши буквою K у рівності (6) множник, одержимо

$$K = \frac{e^{a\varphi} - 1}{\cos \frac{p-a}{2} (e^{a\varphi} + 1)} \quad (7)$$

і бачимо, що він відображає вплив кута обхвату a і коефіцієнта тертя f .

На рис. 2 для двох значень f (0,25 і 0,30) подано залежності $K = f(a)$. Отже, для розрахунку параметрів системи гальмування потрібно при максимальному куті обхвату рулону і заданому f знайти початкове значення K_{IT} . Тоді, задавшись необхідним зусиллям натягнення стрічки P_n і початковим

співвідношенням гальмівного паса й паперової стрічки $\frac{\varphi}{\dot{\varphi}} \cdot \frac{V_z \ddot{\varphi}}{V_o \dot{\varphi}}$, визначаємо

початкове зусилля притиснення паса до поверхні рулону:

$$\left| G \frac{h_1}{h_2} \right|_n = \frac{P_n}{K_n \frac{\varphi}{\dot{\varphi}} \cdot \frac{V_{zn} \ddot{\varphi}}{V_o \dot{\varphi}}}. \quad (8)$$

Кінцеве співвідношення швидкостей (при мінімальному радіусі рулону) становитиме:

$$\left| \frac{V_z}{V_o} \right|_k = 1 - \frac{P_n}{K_k \left| G \frac{h_1}{h_2} \right|_k}, \quad (9)$$

* При обґрунтуванні розмірів пасового гальма необхідно виходити із забезпечення мінімального діапазону зміни кута обхвату рулону.

де K_κ – значення при мінімальному куті обхвату; $\left| G \frac{h_1}{h_2} \right|_\kappa$ – зусилля притиснення

гальмівного паса до поверхні рулону при мінімальному куті обхвату.

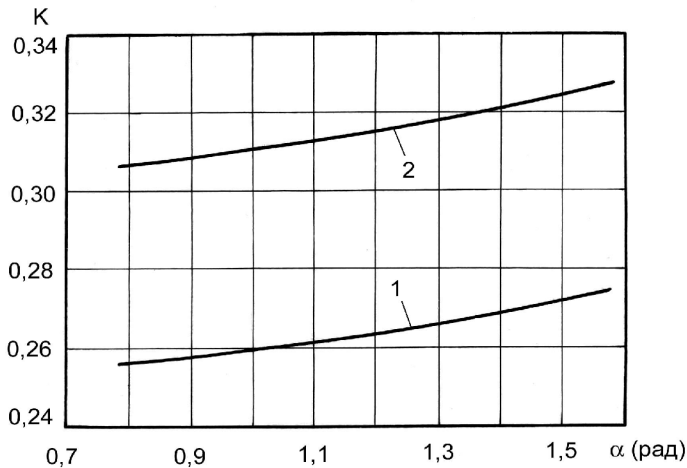


Рис. 2. Вплив кута обхвату рулону гальмівним пасом на зусилля натягнення паперової стрічки: 1 – при $f = 0,25$; 2 – при $f = 0,3$

Нарешті, необхідний діапазон зміни швидкостей гальмівного паса (діапазон регулювання) становитиме:

$$V_{зк} - V_{зн} = P_n \times V_\partial \frac{\hat{e} \hat{e} K_\kappa \left| G \frac{h_1}{h_2} \right|_\kappa - K_n \left| G \frac{h_1}{h_2} \right|_n}{\hat{e} K_\kappa K_n \left| G \frac{h_1}{h_2} \right|_\kappa \times \left| G \frac{h_1}{h_2} \right|_n} \frac{\hat{u} \hat{u} \hat{u}}{\hat{u} \hat{u} \hat{u}} \quad (10)$$

Як випливає з (10), діапазон зміни швидкостей гальмівного паса залежить від початкового і кінцевого значень $K = f(a)$, а також від початкового й кінцевого зусиль притиснення паса до рулону (внаслідок зміни плечей дії ваги G).

Слід відзначити, що при зменшенні радіуса рулону від максимального до мінімального коефіцієнт K змінюється в межах 7 %. Приблизно в таких же межах змінюється зусилля притиснення. Отже, необхідний діапазон регулювання швидкості гальмівного паса не виходить за межі 15 %.

При виборі початкового значення швидкості гальмівного паса слід враховувати, що зменшення різниці ($V_\partial - V_\zeta$) зумовлює необхідність збільшення зусилля притиснення. Таке зростання зусилля притиснення необхідне й у випадку зменшення коефіцієнта тертя f .

Викладене вище справедливе і для нерухомого гальмівного паса при підстановці значення $V_\zeta = 0$. При його застосуванні зменшується необхідне зусилля притиснення паса. При автоматичному регулюванні це зусилля повинно постійно збільшуватися в міру зменшення радіуса рулону.

Розглянемо пасове гальмо рулону, що працює без проковзування (рис. 3). У цьому випадку потенціальна сила тертя між гальмівним пасом і рулоном встановлюється заздалегідь більшою, ніж зусилля натягнення паперової стрічки P_n . Необхідна величина зусилля натягнення створюється внаслідок різниці лінійних швидкостей ведучої пари – як правило, циліндрів друкарського апарата V_δ , що відповідає точці A , і гальмівного паса V_ϵ , що відповідає точці B на рулоні. Ця різниця швидкостей на відрізку шляху l від точки A до точки B призведе до деформації стрічки на величину Dl .

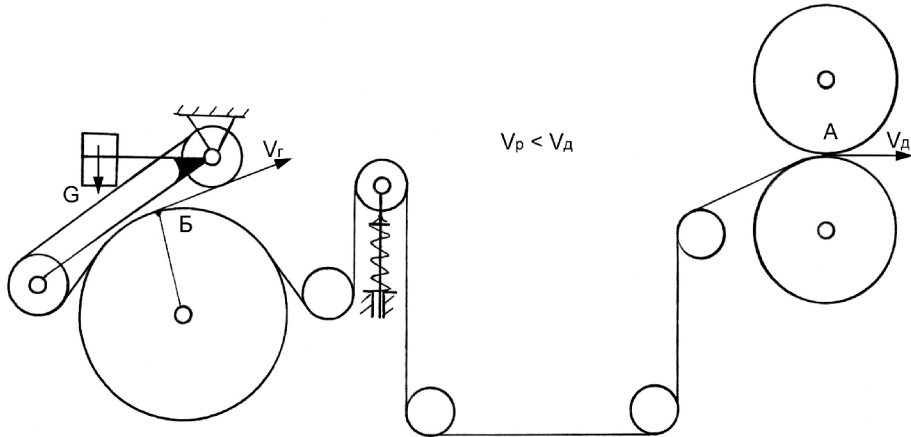


Рис. 3. Система гальмування рулону без проковзування гальмівного паса

Різницю швидкостей можна подати у вигляді

$$DV = V_\delta - V_\epsilon = \frac{Dl}{t} = \frac{Dl}{l} V_\delta, \quad (11)$$

де $t = \frac{l}{V_\delta}$ – час проходження стрічки на відрізку шляху A - B .

Деформацію Dl можна виразити через напруження

$$Dl = \frac{s_p}{E_\delta} l = \frac{P_n}{d \times b \times E_\delta} l, \quad (12)$$

де P_n – зусилля натягнення; d , b – відповідно, товщина і ширина паперової стрічки; E_δ – динамічний модуль пружності паперу при розтягуванні*.

* У межах зміни зусилля натягу паперу $P_0 \leq P_n \leq [P]$ діаграму розтягу паперу можна вважати лінійною, що описується залежністю $s_p = E_\delta \frac{Dl}{l}$. Для газетного паперу динамічний модуль пружності – $E_\delta \gg 4000 - 5000$ МПа.

Підставивши (12) в (11), отримаємо

$$V_0 - V_z = \frac{P_n \times V_0}{d \times b \times E_0} \quad (13)$$

або з (13) – коефіцієнт співвідношення швидкостей гальмування і друкування:

$$b = \frac{V_z}{V_0} = 1 - \frac{P_n}{d \times b \times E_0} = 1 - \frac{S_p}{E_0}. \quad (14)$$

З (14) випливає, що коефіцієнт b залежить від напруження розтягу і динамічного модуля пружності паперу, але не залежить від відрізка шляху проходження стрічки. Проте до початку гальмування необхідно розтягнути паперову стрічку на величину

$$Dl = \frac{S_p}{E_0} l. \quad (15)$$

Цю початкову деформацію створюють за допомогою індивідуального регульованого електричного або електромеханічного приводу. При використанні гальм цього виду можна уникнути перевантаження паперової стрічки (і можливого її обриву) під час розгону машини й забезпечити синхронне гальмування рулону при сповільненні руху машини в період її зупинки.

При використанні цих гальм потрібно створити досить велике зусилля притиснення гальмівного паса до рулону, що є їх певним недоліком. Це зусилля розраховують за формулою (8), замінивши знак рівності (=) на знак нерівності (\geq). У процесі експлуатації таких рулонних гальм необхідно їх роботу коригувати при заміні паперу з іншими характеристиками (див. формули 10 і 11).

Таким чином, нами запропоновано методику розрахунку периферійних рулонних гальм друкарських рулонних машин, висвітлено їх переваги й недоліки, сферу доцільного застосування.

1. Печатное оборудование: Учеб. / Митрофанов В.П., Тюрин А.А., Бирбраер Е.Г., Штоляков В.П. М., 1999. 2. Тюрин А.А. Печатные машины-автоматы. М., 1980. 3. Щербина Ю.В. Динамические свойства процессов управления движением бумаги и краски в рулонных печатных машинах. М., 2003.