

В.П.Дідич

**ПРОЕКТУВАННЯ ЦИЛІНДРОВОЇ ГРУПИ
КЛАПАННИХ ФАЛЬЦАПАРАТІВ РУЛОННИХ
ДРУКАРСЬКИХ МАШИН**

При проектуванні клапанних фальцапаратів (ФА) перед розробником постає декілька важливих запитань, конкретні відповіді на які сьогодні одержати неможливо. Тому конструктори користуються аналогічними розробками машин попередніх років випуску. Така ситуація пояснюється відсутністю обґрунтованих рекомендацій, які б базувалися не лише на наявному досвіді, але й на результатах наукових розробок. З врахуванням цього автором зроблена спроба створити методіку розрахунку геометрії циліндрової групи. У дослідженні не порушуються питання вибору схеми будови ФА, пов'язані із ступенем його розгалуженості, функціональним призначенням, конструкціями одержуваних зошитів, особливостями конструкції циліндрів і встановлених на них механізмів тощо.

При проектуванні циліндрової групи потрібно передусім визначити діаметри циліндрів і величини щілин між поверхнями циліндрів, а також оптимально розташувати ці циліндри один відносно одного, відносно фальцювальної воронки, тягнучо-перфорувальної групи та прийнятно-вивідного пристрою.

Аналіз патентної та науково-технічної інформації показує, що найбільше використовуються ФА (рис.1) із співвідношенням діаметрів відсічного ВЦ, подавального ПЦ та фальцювального ФЦ циліндрів $D_{вц}:D_{пц}:D_{фц} = 2:3:3$. Вони мають відносно малі габарити, придатні до роботи на швидкостях до 40000 об/год формного циліндра, і можуть застосовуватись для роботи як з підбором, так і без нього.

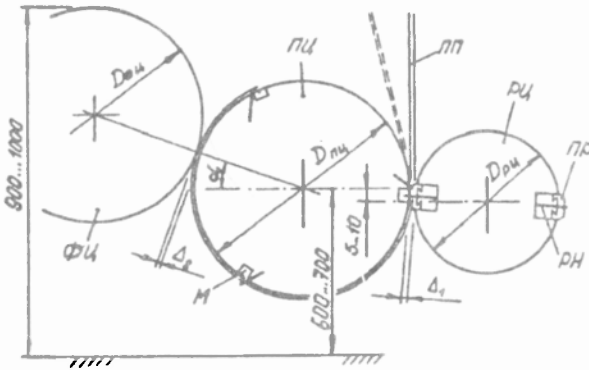


Рис. 1. Схема фальцапарата.

Обробка технічної інформації стосовно машин ПРК-2, ПРК-3, ПВК-84, ПОК-70, ПОГ-60, ПОК-75, ПРК-84 та ПОГ-168 виробництва Рибінського заводу поліграфмашин виявила широкий діапазон коливань перерахованих вище параметрів [1], і їх фактичні значення не завжди логічно сприймаються. Найбільш вірогідною, на наш погляд, є додана до технічної документації на агрегат ПОГ-168 (закуплений за ліцензією в німецької фірми "Кьоніг унд Бауер") методика розрахунку діаметрів циліндра ФА. Проте й вона не позбавлена певних вад: по-перше, одержані за нею результати не завжди узгоджуються з проставленими на кресленнях цієї ж фірми розмірами; по-друге, відсутні вказівки чи рекомендації щодо взаємного розташування циліндрів і величин щілин між їхніми поверхнями.

Вихідним для розрахунку діаметрів циліндрів є формат (довжина) відрубаного від паперового полотна (ПП) аркуша L_p . Далі знаходимо діаметр формного циліндра друкарського апарата чи його контактних кілець з врахуванням кількості аркушів m , які можуть бути розташовані на розгортці поверхні циліндра:

$$D_{\text{вк}} = \frac{L_p \cdot m}{\pi} \quad (1)$$

Діаметри циліндрів ФА слід розраховувати виходячи з прийнятої схеми будови (співвідношення $D_{вн}:D_{пц}:D_{фл}$), діаметра $D_{кк}$ і деяких емпіричних величин, котрі встановлені на основі заданого методу аналогій накопичених автором знань у процесі аналітичних та експериментальних досліджень.

З-поміж циліндрів ФА найважливіші функції виконує подавальний. Він забезпечує не лише транспортування переднього поля ПП за допомогою проколювальних голок, але й бере участь з ВЦ у поперечному відсіканні ПП, а з ФЦ — у поперечному фальцюванні відсіченого аркуша. Тому визначення діаметра ПЦ є важливим під час проектування. Для якісного транспортування полотна проколювальні голки не повинні надирвати його переднього поля. Цього можна уникнути, коли лінійна швидкість полотна на поверхні ПЦ не перевищуватиме швидкості його подачі тягнучими валиками, тобто буде близькою до швидкості друкування.

Теоретичний діаметр ПЦ доцільно виразити через згадувані параметри $D_{кк}$ і m , а також через кількість відсічених аркушів b , котрі можуть бути розміщені на розгортці поверхні ПЦ, тобто

$$D_{пцТ} = D_{кк} \cdot \frac{b}{m}.$$

Проте, оскільки середній шар транспортованого ПП, що огинає ПЦ, має рухатись із швидкістю, близькою до швидкості друкування, то фактичний діаметр ПЦ слід зменшити на деяку величину, яка б враховувала не лише товщину ПП, але й повітряний прошарок як між окремими необтиснутими стрічками чи аркушами, так і між ними і поверхнею ПЦ, тобто

$$D_{пц} = D_{пцТ} - (t_{пн} + \delta), \quad (2)$$

де $t_{пн}$ — номінальна товщина ПП (див. рис.2); δ — товщина повітряного прошарку. Зазначимо, що при роботі з підбором товщина полотна на поверхні ПЦ збільшується вдвічі. Товщину ж прошарку можна подати, на нашу думку, у вигляді емпіричної величини в межах $\delta = 0,1-0,25$ мм, причому менші значення її відповідають тонким, двошаровим полотнам.

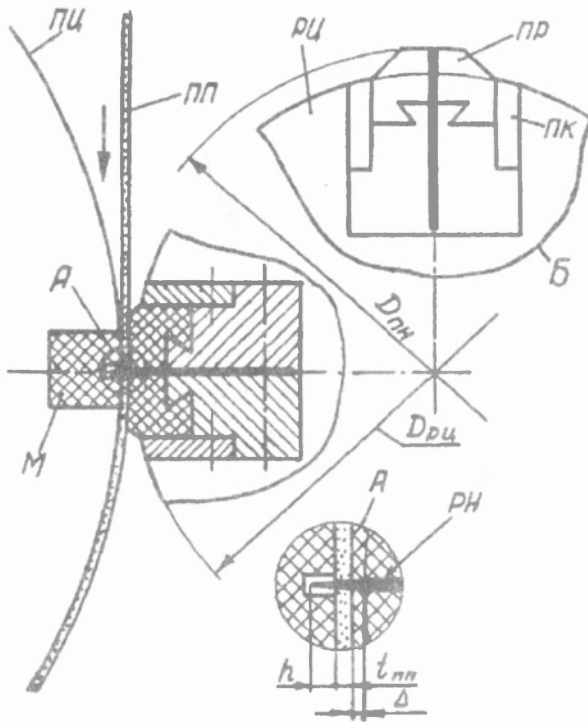


Рис. 2. Схема до розрахунку діаметрів відсічного і подавального циліндрів.

Доречно зауважити, що для мінімізації амплітуди поздовжніх коливань натягу ПП від поперечного відсікання доцільно збільшувати кут облягання полотна поверхні ПЦ на ділянці вище від лінії центрів ПЦ і ВЦ (показано пунктиром на рис.1). Така траєкторія руху ПП мінімізує його поперечні деформації під час відсікання і надриви проколювальними голками, тобто створює умови для поліпшення якості транспортування. Для цього ж центр ВЦ зміщують нижче від горизонталі, проведеної через центр ПЦ.

Поверхня відсічного циліндра безпосередньої участі у відсіканні і транспортуванні ПП не бере, а тому вимоги до

величини його діаметра менш строгі. Оскільки процес відсікання супроводжується затисканням полотна притискними планками ПР до марзана М і, незалежно від виду відсікання ("у марзан" чи "у щілину"), величина заходження пружка леза ножа РН у марзан переважно складає [2] близько 2,5 мм (рис.2, А), то перевищення пружка РН над поверхнею ВЦ можна подати у вигляді $\delta_1 = h + t + \Delta$, де Δ — гарантована щілина між поверхнями ВЦ і ПЦ. Максимальний розрахунковий діаметр РЦ

$$D_{ВЦ \max} = D_{kk} \cdot \frac{a}{m} - (t_{...} - 2\Delta), \quad (3)$$

де a — кількість відсічених аркушів, які можуть бути розміщені на теоретичній поверхні ВЦ. Аналіз конструкцій машин різних фірм показує, що часто в них замість відсічних циліндрів використовують плоскі бруски з відсічними обоймами на вузьких гранях.

Зазначимо, що для безпечного обслуговування ФА робоча поверхня планок ПР у недеформованому стані (рис.2, Б) має бути на рівні пружка ножа РН, тому за відомими D_{vv} , t_{nn} і h легко встановити діаметр кола, яке описує пружок ножа,

$$D_{nn} = D_{kk} \cdot \frac{a}{m} + 2h + t_{nn}, \quad (4)$$

а також його перевищення над тілом ВЦ:

$$h_H = h + t_{nn} + \Delta. \quad (5)$$

З наведеного випливає, що корпус ножової обойми (планки ПК) не повинен виступати над поверхнею ВЦ.

На відміну від ВЦ і ПЦ діаметр фальцювального циліндра роблять дещо більшим від розрахункового, створюючи умови для завчасного виведення з боку збігання зони подавального і фальцювального циліндрів хвостової частини сфальцюваного зошита, чим запобігають його контактіві і заминанню з переднім полем наступного аркуша, а саме:

$$D_{фц} = D_{kk} \cdot \frac{c}{m} + c \cdot q, \quad (6)$$

де C — кількість відсічених аркушів, які можна розмістити на розгортці поверхні ФЦ до їх поперечного фальцювання; $q=1$ мм — емпірична величина, що забезпечує приріст інтервалу між сусідніми зошитом і аркушем пропорційно до параметра C .

Як бачимо, величина щілини між поверхнями ВЦ та ПЦ не має принципового значення для функціонування ФА, оскільки ПП практично не контактує з поверхнею ВЦ. Щілина між поверхнями ПЦ і ФЦ повинна бути оптимізована, через те що, з одного боку, вона мусить бути мінімальною для досягнення якомога меншого ходу фальцювального ножа, а з другого, достатньою для вільного проходу між циліндрами зошитів навіть максимальної товщини. В існуючих машинах величина щілини Δ_2 знаходиться в діапазоні 0,5 — 2,25 мм, причому більші значення характерні для ФА, в яких марзан виступає над поверхнею ПЦ. На основі аналізу накопичених статистичних даних доцільно виразити Δ_2 як суму:

$$\Delta_2 = t_{nn} + k, \quad (7)$$

де $k = 0,22$ мм — емпірична величина.

При проектуванні ФА слід мати на увазі, що величина щілини визначається і через різницю:

$$\Delta_2 = 0,5(D_{\partial_{\text{пц}}} + D_{\partial_{\text{фц}}}) - 0,5(D_{\text{пц}} + D_{\text{фц}}),$$

де $D_{\partial_{\text{пц}}}$ і $D_{\partial_{\text{фц}}}$ — ділильні діаметри приводних зубчастих коліс, відповідно, ПЦ і ФЦ.

Не торкаючись досить складного питання про співвідношення діаметрів приводних зубчастих коліс до діаметрів робочих поверхонь циліндрів, а також узгодження швидкості транспортування ПП у тягнучій і циліндровій групах ФА, можна зробити висновок, що і діаметри, і величина щілин між циліндрами, і товщина оброблюваної продукції взаємозв'язані й обов'язково повинні враховуватись проектантом.

Взаємне розташування циліндрів вибирають таким, щоб забезпечити: зручне проведення паперу; доступ до ножових обойм, проколювальних голок, марзанів, фальцювальних ножів і клапанів; проведення сфальцьованих

зошитів у приймально-вивідний пристрій, а при наявності ФА другого поздовжнього згину — вільний доступ до горизонтального транспортера, мінімальні габарити ФА тощо. У більшості сучасних машин цього досягають завдяки: близькому до вертикального або нахиленого до ПЦ розташуванню ПП на вході у циліндрову групу; розміщенню осі ПЦ на рівні приблизно 0,7 м від фундаменту; встановленню на цій же горизонталі або дещо нижче осі РЦ (на 10—50 мм для збільшення кута облягання ПП циліндра ПЦ); розміщенню осі ФЦ під кутом α відносно осі ПЦ таким чином, щоб горизонтальна площина, дотично до поверхні ФЦ у верхній точці, була на висоті 0,9—1 м від фундаменту.

1. Отчет по теме 38-78 "Совершенствование типовых расчетов печатных машин". Этап I "Корректировка расчетно-пояснительной записки на ролевые ротационные печатные машины". Рыбинск, 1978. 2. Рак Ю.П. Совершенствование конструкции газетного фальшаппарата на основе изучения механики процесса рубки и фальсобразования: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. Львов, 1984.

Стаття надійшла до редколегії 24.01.97