

Міністерство освіти України
Українська академія друкарства

ЧЕХМАН Ярослав Іванович

**Комплексне дослідження друкарського
контакту у вирішенні загальної проблеми
удосконалення друкарських машин**

*Автореферат дисертації
на здобуття наукового ступеня
доктора технічних наук*

Львів-1995

Міністерство освіти України
Українська академія друкарства

На правах рукопису

ЧЕХМАН Ярослав Іванович

Комплексне дослідження друкарського контакту у вирішенні загальної проблеми удосконалення друкарських машин

Спеціальність 05. 05. 01. «Машини, агрегати
і процеси поліграфічного виробництва»

Автореферат дисертації

*на здобуття наукового ступеня
доктора технічних наук*

Львів-1995

35,3
Дисертацією є підручник
В. Т. Сенкусь, Е. Г. Бирбраер
«Печатные аппараты» (основы теор
«Практичні заняття з дисциплін
В. Т. Сенкусь, В. О. Босак - Львів

AB 33.576
ЛННБ України ім.В.Стефаніка



00761573 (Т)

и,
и:
с.
и,

Робота виконана в Українській академії друкарства.

Офіційні опоненти:

1. Доктор технічних наук, професор Климов Борис Ігорович .
2. Доктор технічних наук, професор Калінін Сергій Григорович.
3. Доктор технічних наук, ст. науковий співробітник Пономарьов Юрій Валентинович.

Провідна організація: Український науково-дослідний інститут поліграфічної промисловості ім. Т. Шевченка, м. Львів.

Захист відбудеться « 21 » грудня 1995 р. о 14 год. на засіданні спеціалізованої ради Д 04. 11. 01. в Українській академії друкарства за адресою: Україна, 290020, м. Львів, вул. Підголюско, 19.

З дисертацією можна ознайомитись в бібліотеці Української академії друкарства (290006. м. Львів, вул. Підвальна, 17).

Автореферат розісланий « 21 » . *М. М. М.* 1995р.

Вчений секретар спеціалізованої вченої ради

Дідич В. Л.

ЛННБ ім. В. Стефаніка
АН України

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність проблеми.

В сучасних друкарських машинах втілюються найновіші досягнення механіки, технології, хімії, електро-, гідро- і пневмоавтоматики, що в концентрованій формі відображають стан науково-технічного прогресу тих країн і фірм, що випускають таку техніку. Над удосконаленням друкарських машин в технічно розвинутих країнах працюють сотні кваліфікованих спеціалістів різних напрямків, внаслідок чого вони досягли високого рівня досконалості. Істотні зрушення є в синтезі декельних матеріалів, автоматизації режимів технологічного процесу, покращенні динамічних характеристик електромеханічних систем, в запровадженні розгалуженої системи діагностики, тощо. Це обумовило можливість значного підвищення швидкодійності машин, покращення якості друку і в цілому підвищення продуктивності праці.

Але це не свідчить про відсутність проблем в цій галузі. Адже відомо, що друкування високоякісної продукції довіряють тільки дуже досвідченим друкарям, які завдяки вмільм втручанням в технологічний процес забезпечують високий ефект. Нерідко і вони цього досягають методом поступових проб. Це свідчить про недостатню вивченість механізму цього складного процесу і відсутність строго регламентованих норм для його керування. З другої сторони немало підготовчих і допоміжних операцій виконуються вручну, являються трудомісткими, зокрема внаслідок відсутності об'єктивного контролю. Наприклад, утруднений контроль тисків в контактних зонах друкарського і фарбового апарата, натягу декеля і друкарських форм, тощо.

Тому в виконаних автором або під його керівництвом роботах частина задач по проблемі удосконалення друкарських машин знайшла своє розв'язання.

Мета роботи, спрямована, по-перше, на вивчення механіки друкарського контакту і друкарського апарата як системи, та узагальнення і виявлення спільних для різних типів машин явищ для вироблення практичних рекомендацій і, по-друге, на пошук і дослідження досконалих систем для налагодження і автоматизації технологічних операцій.

Методи досліджень використовувались аналітичні та експериментальні. Аналітичні здійснювались з урахуванням наукових досягнень в аспекті поставлених задач і використанням необхідного математичного апарату до вирішення задач механіки, в тому числі – динаміки.

Експериментальні методи були різними при дослідженні параметрів в статичних і динамічних умовах. Статичні дослідження велися на спеціальних пристосуваннях з використанням стандартних механічних і електричних цифрових приладів. Експерименти в динамічних умовах здійснювались на стендах, макетах і виробничих машинах з використанням електроннотензометричних методів дослідження і швидкісної кінозйомки.

Наукова новизна торкається наступних положень.

а) Доказано, що для декелів та їх складових компонентів діаграми стиску і розтягу ($\sigma = E_y \cdot \epsilon^n$) істотно залежать від методу випробування. Запропоновано метод випробування, що враховує цільове призначення фізичних сталей декеля (умовного модуля пружності E_y і показника степеня n) і забезпечує високу достовірність результату, наприклад, для розрахунку технологічного навантаження.

б) Встановлено, що друкарська форма, яка характеризується наявністю друкарських і пробільних елементів, являється незалежним дестабілізуючим фактором процесу друкування. Ступенем заповнення форми друкуючими елементами в машинах високого друку обумовлюється перепад тисків, в офсетних машинах – схильність до утворення смуг на відбитках.

в) Розкрито механізм взаємодії силових параметрів в зоні друкарського контакту при наявності подвійного зв'язку між циліндрами друкарського апарата.

г) Досліджені умови виникнення додаткових дотичних сил в зоні друкарського контакту і запропонований метод оцінки їх екстремальних величин, як вихідних даних для розрахунку зубчатих передач привода циліндрів.

д) Узагальнені результати порівняльного експериментального дослідження передатного відношення фрикційних пар двох типів – з суцільним пружно-еластичним покриттям одного з циліндрів і з покриттям у вигляді закріпленого декеля. Оцінено ступінь впливу на передатне відношення структури матеріалу пружно-еластичної оболонки, фрикційних властивостей контактуючих поверхонь, величини деформації і частоти циклічних навантажень. Як наслідок – наведені рекомендації по налагодженню друкарського апарата, яке забезпечує рівність передатних відношень фрикційної пари і зв'язуючої їх зубчастої передачі.

е) Розроблена методика розрахунку попереднього натягу в системі друкарського апарата і досліджено його вплив на умови друкування в ротаційних і плоскодрукарських машинах.

е) Накопичені довідкові матеріали фізичних констант для різних сортів паперу та декелів (при стиску і розтягу), і коефіцієнтів тертя ковзання між матеріалами, що застосовуються в друкарських апаратах.

ж) Розкриті причини розузгодження переміщення талера і циліндра в характерних фазах періода циклу в машинах типу ПД і ПП-84. Запропонована тензометрична діагностика оцінки якості регулювання приводів цих виконавчих ланок.

з) Запропонована методика інженерного синтезу пневматичних зрівноважувальних пристроїв сил інерції талера в плоскодрукарських машинах.

ПРАКТИЧНЕ ЗНАЧЕННЯ РОБОТИ

Результати проведених досліджень розкривають закономірності, що супроводжують процес друкування, дозволяють спеціалістам більш компетентно керувати ними в процесі експлуатації і враховувати при створенні нових друкарських машин. Тому практична цінність проявляється як в більш глибокому розумінні явищ майбутніми фахівцями через учбовий процес так і в використанні конструкторами вироблених рекомендацій для удосконалення конструкцій друкарських машин.

а) З метою удосконалення друкарських машин запроваджено:

- методику і прилад для створення попереднього натягу в двообертових плоскодрукарських машинах;
- рекомендації при освоєнні плоскодрукарської машини ПП-84 (Сйський завод);
- удосконалений механізм рубання паперу на рулонних ротаційних машинах (Рибінський завод);
- система автоматичної перезарядки на ходу приймального стапеля на двофарбовій офсетній машині 2 ПОЛ-6 (Рибінський завод);
- механізм швидкого закріплення друкарських форм на машині 3 ПОЛ-54-1 (Сйський завод).

б) Впровадження в учбовий процес. Результати досліджень знайшли відображення в учбовій літературі при вивченні студентами вузів поліграфічного профілю дисциплін з друкарських машин: для студентів спеціальності 7.090224 в підручнику Тюріна О. О. «Печатные машины-автоматы» М., 1989, в учб. посібнику автора «Печатные аппараты (основы теории)» Київ, 1989., учб. посібнику з практичних занять

дисципліни «Друкарські машини» (автори Чехман Я. І., Сенкусь В. Т., Босак В. О.), Львів, 1994., для ст-ів спеціальності 7. 091807 – в підручнику авторів Чехман Я. І., Сенкусь В. Т., Бірбраєр Е. Г. «Печатные машины» М., 1987. Вони широко використовуються також в процесі курсового і дипломного проектування, при проведенні науково-дослідної роботи студентами і аспірантами, при проведенні занять на факультеті підвищення кваліфікації і т. п.

На замовлення Українського н.-д. інституту з спеціальних видів друку розроблено технічний проект малоформатної тамподрукарської машини, який реалізовано цим же колективом у вигляді промислового зразка в 1993 році.

В 1994 році групою спеціалістів під керівництвом автора розроблено технічний проект рулонної ротаційної машини ДВР-62, яку вперше на країні передбачено освоїти на Ходорівському заводі.

Зауважимо, що запроваджені роботи складають тільки частину створених оригінальних систем, що всебічно досліджені на стендах, макетах або виробничих машинах і на які були розроблені рекомендації або технічні вимоги на проектування.

АПРОБАЦІЯ РОБОТИ

Основні результати роботи доповідались у різні роки на всесоюзних і міжвузівських конференціях з методів розрахунку машин-автоматів (Львів, 1968, 1971, 1976, 1979, 1987 і 1991), на всесоюзних конференціях в області поліграфії і поліграфічного машинобудування (Москва, 1961, 1970, 1981, 1985, Київ, 1979, 1987, Львів, 1982), на республіканських конференціях по поліграфії (1959, 1964, 1967, 1974), на всесоюзному з'їзді по ТММ (1965), на 1-му міжнародному симпозиумі українських інженерів-механіків у Львові (1993), на щорічних підсумкових науково-технічних конференціях УПІ (тепер академії).

СТРУКТУРА І ОБ'ЄМ РОБОТИ

Результати проведеної роботи відображені в наукових статтях, підручнику і двох учбових посібниках. Автореферат висвітлює основну суть роботи, викладену в двох розділах і 11-ти главах, включає загальні висновки і список основних публікацій із 63 назв.

На захист виносяться:

1. Результати і методика і дослідження механічних характеристик цілої низки пружно-еластичних матеріалів.
2. Результати і методика розрахунку силових параметрів в зоні друкарського контакту і їх роль у здійсненні друкарського процесу.
3. Методика і результати експериментального дослідження параметрів фрикційної пари з прогностичним аналізом деформації пружно-еластичної оболонки одного з циліндрів.
4. Інтерпретація і методика розрахунку додаткових сил в замкненому контурі системи привода друкарського апарата.
5. Результати дослідження напружено-деформованого стану друкарського апарата і впливу попереднього натягу.
6. Результати дослідження динаміки приводів талера плоскодрукарських машин і вдосконалених систем зрівноваження сил інерції реверсивних мас.
7. Нові прогресивні системи і механізми:
 - для закріплення і натягування офсетного декеля в аркушевих ротатійних машинах;
 - для закріплення пластинчастих друкарських форм в аркушевих ротатійних машинах;
 - для автоматичної заміни на ходу стапеля самонаклада;
 - для автоматичної заміни на ходу стапеля приймального пристрою;
 - для автоматичного регулювання накатних валиків в друкарській машині;
 - для виводу аркушів;
8. Запровадження в учбовий процес результатів дослідження.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

Результати досліджень окремих науково-технічних задач складають вирішення цільових комплексних проблем, які можна представити двома розділами:

1-ий – дослідження механіки друкарського контакту та динаміки приводів друкарського апарата і 2-ий – створення та дослідження удосконалених функціональних систем друкарських машин. Кожний із розділів складається з окремих глав, що мають чітко окреслену наукову або науково-технічну мету.

ДОСЛІДЖЕННЯ МЕХАНІКИ ДРУКАРСЬКОГО КОНТАКТУ
І ДИНАМІКИ ПРИВОДІВ ДРУКАРСЬКОГО АПАРАТАГлава 1. ДОСЛІДЖЕННЯ МЕХАНІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК
ДЕКЕЛЬНИХ МАТЕРІАЛІВ

Матеріали, що входять до складу декелів, відносяться до широкого класу високомолекулярних матеріалів, механічна поведінка яких досить повно висвітлена в роботах Каргіна В. А., Слонімського Г. Л., Дж. Феррі, Гольберга І. І. та інших, а стосовно до задач технології друкарства в роботах Дерягіна Б. В., Козаровицького Л. А., Тіра К. В., Бірюкової Т. Д., Білокрисенко В. Ф., тощо.

Механічні властивості таких матеріалів моделюють набором в різних комбінаціях пружних і в'язких елементів, що піддаються математичному описанню. Зокрема, з достатньою переконливістю вони можуть бути представлені чотирьохелементною моделлю, що представляє послідовне з'єднання простих моделей Максвелла і Кельвіна.

Однак, математичне описання відображатиме властивості конкретного матеріалу тільки після визначення певної кількості сталих величин, що здійснюється на підставі обробки експериментальних даних.

Таким чином, основою являються експериментальні залежності $\sigma = f(\epsilon)$, $\sigma = f(\epsilon, t, t^0)$ або $\epsilon = f(\sigma, t, t^0)$. Але, в залежності від умов проведення випробувань, кінцеві результати для одного й того ж матеріалу можуть докорінно відрізнятись між собою (уч. пос. [2] с. 18-32). На наш погляд в спеціальній літературі ці важливі обставини явно недооцінені. В цьому переконують більше сотні експериментів, проведених нами для різних матеріалів і в різних умовах. На рис. 1, а представлені діаграми стиску для паперу типографського № 1 марки А (Вишперського ЦПК) масою 60 г/м². Діаграми зняті в статичних умовах на запропонованому нами еластометрі [4] при першому навантаженні і розвантаженні та після двохсотразового обтиснення. По мірі циклічного навантаження залишкова деформація $\epsilon_{\text{зал}}$ накопичується і для більшості паперів після двохсотого обтиску залишається практично незмінною. Залишкова деформація після прироблення (при $p = 5,5$ МПа) складала 4,9 ... 36,2% початкової товщини зразка ($\delta = 1,6 \dots 1,7$ мм). При цьому 20—80% цієї деформації появляється після першого обтиску. Це наптовхує на думку про доцільність попереднього обтиску декеля (наприклад, пропускаючи його між каландруючими

валками) для усунення великого зворотнього рельєфу (т. зв. «натиску») на відбитках. Він являється причиною приправки навіть тоді, коли тиск знаходиться в межах технологічно допустимого. Важливим показником деформаційних властивостей декеля є його відновлювальна деформація. Збільшення долі цієї деформації призводить до зменшення перепаду тисків на різновисокі елементи форми. Доля відновлювальної деформації після багаторазового обтиску для різних паперів коливалась в межах 8 – 47 % Таким чином, матеріали для складу декеля для машин високого друку треба відбирати виходячи із деформаційних характеристик. Використання випадкових паперів для складу декеля, як це часто має місце, призводить до збільшення приправки і погіршення якості друку. Для розрахунку тисків фізичні сталі треба визначати для припрацьованих декелів.

На рис. 1,б наведені діаграми стиску офсетного паперу № 2, отримані при товщині зразка: $\delta_1=1,05$ мм (крива 1), $\delta_2=3,02$ мм (кр. 2) і $\delta_3=6,06$ мм (кр. 3). Навантаження, як і в попередньому випадку здійснювалось круглим пуансоном з площею перерізу $0,1$ см². Хоча якісно діаграми подібні, їх сталі по абсолютній величині істотно відрізняються, що пояснюється впливом часткової деформації декеля (краєвий ефект) по периметру натискного пуансона.

На рис. 1,в представлені характерні діаграми розтягу паперу (котласький № 1 масою 70 г/м²), одержані на змодернізованій машині розтягу ІЗВ-1 при умовах: температура $20 - 21^\circ$ С, відносна вологість $70 \dots 71\%$ Криві навантаження не співпадають з кривими розвантаження, утворюючи своєрідну петлю гістерезиса. Неспівпадання тим значніше, чим вище рівень створеного напруження. З збільшенням петлі гістерезису збільшується доля залишкової деформації. При напруженні розтягу приблизно до 6 МПа можна вважати, що папір поводить себе як пружне тіло з малою долею (до $0,01\%$) залишкової деформації. Очевидно, що в багатофарбових рулонних машинах для отримання високої точності приводки фарб, напруження розтягу паперу не повинно перевищувати цієї величини. На рис. 1,г зображені діаграми розтягу для типографського паперу № 2 масою 61 г/м², отримані при випробуванні однієї, разом двох і трьох смужок в поздовжньому напрямку волокон. Як впливає з діаграм, кількісний фактор впливає на результати. Розтяг разом двох і трьох смужок при одному й тому ж напруженні супроводжується меншою деформацією. Ця особливість має важливе значення при аналізі механіки руху двох і більше стрічок в друкарській машині. На рис. 1,д зображені діаграми стиску офсетних декелів двох складів: 1,1'

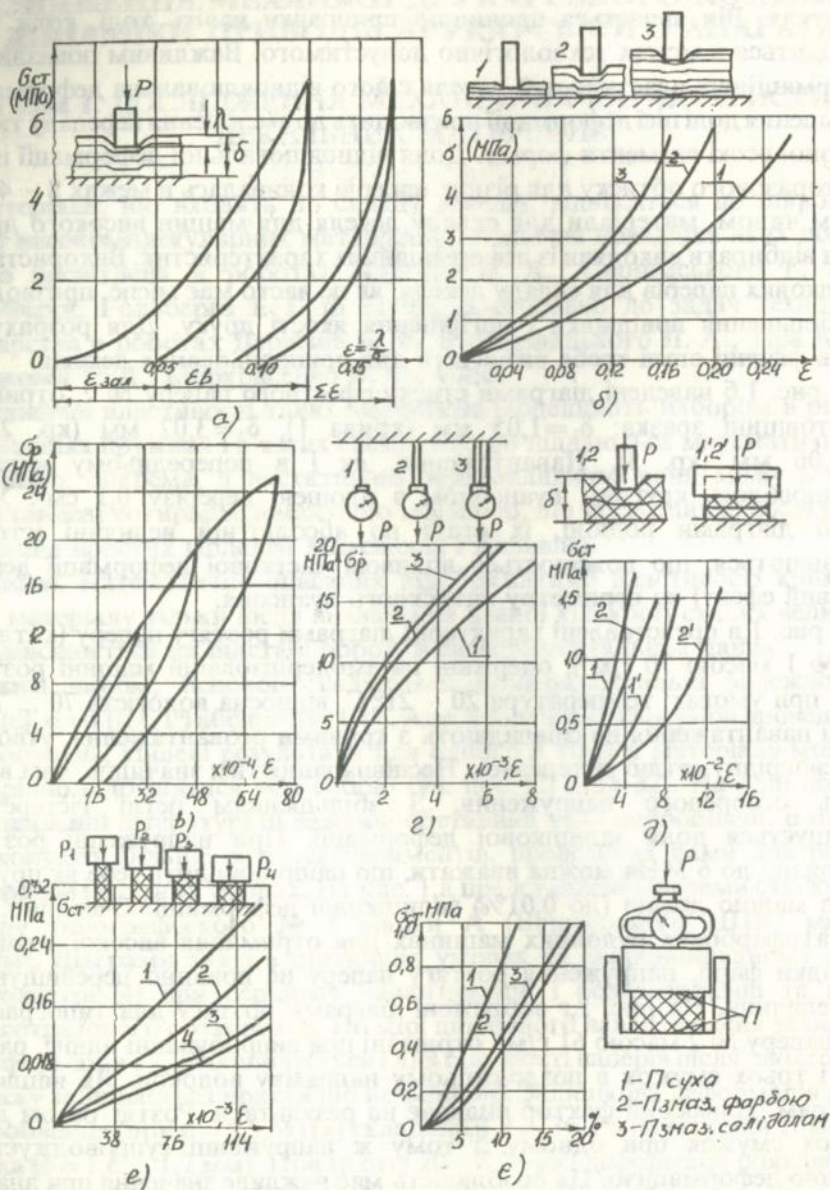


Рис.1. Деформаційні характеристики декільких матеріалів.

– Уфімська марка ДК (2 шт.), $\delta=3,90$ мм і 2,2' – Вулкан-714 (Англія) (2шт.), $\delta=3,98$ мм, знятих при площі пуансона $0,1$ см² (криві 1, 2) і при площі зразка декаля 16 см² (криві 1', 2'). Криві 1' і 2' більш достовірно відображають властивості декаля, про що свідчить близькість результатів розрахункових значень навантажень в друкарському апараті з експериментальними. На рис. 1,е зображені діаграми стиску чотирьох зразків одного й того ж поліуретанового матеріалу твердістю 40 од Ш (зверху рисунка зображена схема випробувань). Зразки мали форму циліндрів висотою 10 мм і діаметрами відповідно 20, 30, 40 і 50 мм. Співставляючи графіки, відзначимо, що вони істотно відрізняються, що пояснюється різною величиною роботи, необхідної для створення нової додаткової поверхні і її зміцнення при осьовому стисненні зразка. На рис. 1,е представлені діаграми стиску циліндричного поліуретанового зразка, зняті при наступних умовах: 1 – при сухих торцевих поверхнях, 2 – при змазуванні фарбою і 3 – при змазуванні солідолом. Схема випробування зображена на рисунку збоку. Наявність мастила на поверхнях стискування, внаслідок зменшення тертя, зменшує роботу, що затрачується на збільшення фактичної площі контакту, в результаті чого напруження в зразку при однаковій деформації зменшується. Ця обставина відіграє важливе значення в друкарському процесі, оскільки контакт між циліндрами відбувається при наявності певного шару фарби. Таким чином, деформаційна характеристика, отримана внаслідок випробування конкретного зразка не є узагальнюючою, і відображає тільки вузький спектр її зміни стосовно до конкретних умов.

Всі наведені вище діаграми стиску і розтягу описуються степеневою залежністю такого вигляду: $\sigma(p) = E_y \varepsilon^n$,

де E_y – умовний модуль пружності і n – показник степеня, що визначаються за двома точками $(\sigma_1, \varepsilon_1)$, $(\sigma_2, \varepsilon_2)$ експериментальної кривої

$$n = \lg \frac{\sigma_2}{\sigma_1} : \lg \frac{\varepsilon_2}{\varepsilon_1} \quad \text{і} \quad E_y = \frac{\sigma_1}{\varepsilon_1^n} \quad (1)$$

Константи E_y і n повинні достовірно відображати службові властивості матеріалу в умовах його експлуатації. Можливість досягнення такої достовірності розглянемо на прикладі. Нехай для офсетного декаля необхідно знайти значення E_y і n , які можна було б використати для розрахунку технологічного навантаження в друкарському апараті. Для

цього, після припрацювання декеля, на відповідному пристосуванні, в умовах, наближених до умов експлуатації (склад декеля, його товщина, величина натягу і бажано радіуси натискних сегментів повинні відповідати таким же радіусам циліндрів на машині). Треба зняти показники навантаження (P_1) від максимальної деформації декеля λ_{m1} . Така характеристика має математичне описання [2]

$$P_1 = E_y \left(\frac{\lambda_{m1}}{\delta} \right)^n \psi 2 \sqrt{R \lambda_{m1}} \cdot l \quad (2)$$

Виразивши цю експериментальну залежність графічно і знявши координати двох характерних точок на ній, розраховують показник степеня n і умовний модуль пружності E_y .

$$n = \left(\lg \frac{P_2}{P_1} : \lg \frac{\lambda_{m2}}{\lambda_{m1}} \right)^{-0,5}; \quad E_y = \frac{P_2}{\psi \left(\frac{\lambda_{m2}}{\delta} \right)^n 2 \sqrt{R \lambda_{m2}} \cdot l} \quad (3)$$

Потім, методом поступового наближення треба знайти такі умови випробовування зразка матеріалу (зняти залежність $p = f(\lambda_m)$, при яких буде забезпечена рівність значень констант, отриманих двома експериментальними шляхами. Відпрацьована таким чином методика визначення n і E_y на підставі діаграм стиску може бути розповсюджена на інші споріднені умови, без необхідності проведення перехресного експерименту.

Глава 2. СИЛОВІ ЯВИЩА В ЗОНІ КОНТАКТУ І ЇХ РОЛЬ В ДРУКАРСЬКОМУ ПРОЦЕСІ

Силовий стан в зоні друкарського контакту визначає якість передачі фарби, тиражостійкість друкарської форми, величину навантаження на циліндри і в зубчатому приводі. Вивченню певних аспектів тисків і навантажень в друкарських апаратах присвячені роботи Готмана М. Е., Тіра К. В., Фінакіна К. І., Зоткіна С. Ф., Дідича В. П., Кулешова В. К. та інших. Але багато невивчених ще явищ вимагають комплексного підходу до їх вирішення.

Нормальні зусилля в зоні контакту. Інтерес представляє розподіл тисків по ширині смужки контакту і загальне навантаження в друкарському апараті, що залежать від структури і деформаційних властивостей декеля.

Розподіл тиску описується залежністю

$$p_x = p_m \left(1 - \frac{4x^2}{b^2} \right)^n \quad (4)$$

де $p_m = E_y \left(\frac{\lambda_m}{\delta} \right)^n$ – тиск в зоні максимальної деформації (λ_m) декеля, x – біжуча координата по хорді ширини смужки контакту, відраховуючи від міжцентрової відстані.

На рис. 2 представлені отримані нами осцилограми тиску по ширині смужки контакту: а – в плоскодрукарському апараті, з застосуванням напорового декеля, б – ротаційному апараті з застосуванням суцільного поліуретанового покриття на одному з циліндрів. Хоча вони й описуються формулою (4), але істотно відрізняються за характером. Для першого декеля коефіцієнт Пуассона близький до мінімального значення, у другому – до максимального (біля 0,5). Всі інші декельні матеріали знаходитимуться в межах цих змін. Аналізуючи, можна помітити незначну асиметрію зміни тиску з набігаючої і збігаючої сторін.

Технологічно необхідний тиск при друкуванні визначається саме максимальним значенням його в зоні контакту.

Загальне навантаження в зоні контакту визначається* не тільки технологічно необхідним тиском і деформаційними властивостями декеля, але й характером друкарської форми. З метою врахування цього фактору нами введений коефіцієнт заповнення друкарської форми α , що представляє відношення площі друкарських елементів (S_d) до загальної площі смужки контакту (bl)

$$\alpha = \frac{S_d}{bl} \quad (5)$$

В друкарських апаратах машин високого друку від α залежить загальне навантаження ($P_\Sigma = p_m \psi b l \alpha$), а в офсетних машинах, як буде показано нижче, – стан фрикційного зв'язку між циліндрами і його вплив на умови друкування.

*Тут без розгляду залишаються розмірні неточності і деформації друкарського апарата.

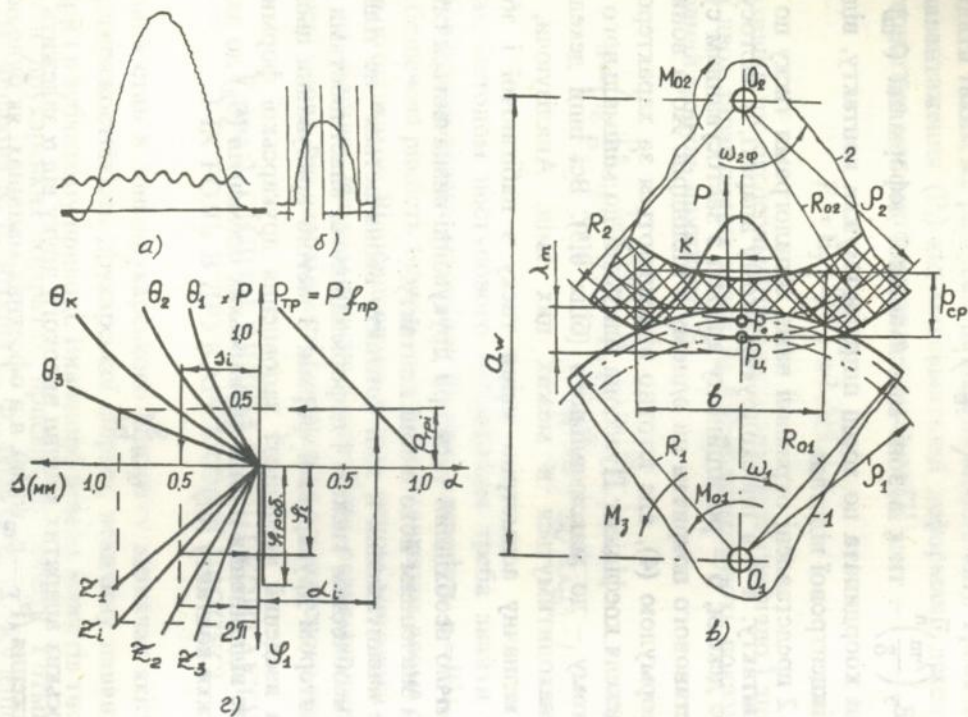


Рис.2. Силові явища в зоні друкарського контакту.

Таким чином, друкарська форма, як незалежний фактор, відіграє активну перманентну роль у друкарському процесі [1, 2, 3].

Тангенціальні зусилля в зоні друкарського контакту. Розглянемо їх на прикладі двоциліндрового друкарського апарата, який в інших випадках є лише необхідною складовою структурою для побудови більш розгалужених систем. Умовно циліндр з декелем називатимемо еластичним, а циліндр з твердою поверхнею – жорстким.

Внаслідок створення тиску між циліндрами деформується декель, через що утворюється контактна смужка, що забезпечує фрикційний зв'язок між ними. Крім цього, циліндри зв'язані між собою зубчатим приводом. Таким чином, в процесі друкування циліндри мають подвійний зв'язок. Інакше кажучи, якщо один із них розглядати як ведучий, то другий – ведений приводитиметься одночасно фрикційною і зубчатою передачами, що значно ускладнює картину явищ в зоні контакту.

Розглянемо спочатку механіку контакту при наявності тільки фрикційного зв'язку. Ведений циліндр 2 (рис. 2,в) обертається з швидкістю $\omega_{2\phi}$ під дією сил тертя, що виникають по смужці контакту шириною b . Передатне відношення фрикційної передачі можна виразити

$$U_{\phi} = \frac{\omega_1}{\omega_{2\phi}} = \frac{r_2}{r_1} = \frac{a_w - r_1}{r_2}, \text{ звідки } r_1 = \frac{a_w}{U_{\phi} + 1} \text{ і } r_2 = \frac{a_w U_{\phi}}{U_{\phi} + 1} \quad (6)$$

В наведених залежностях: r_1 і r_2 – радіуси центрів циліндрів з точкою дотику P_c по якій вони прокочуються без проковзування, $a_w = R_1 + R_2 - \lambda_m$ – міжцентрова відстань між циліндрами з радіусами R_1 і R_2 , λ_m – максимальна деформація декеля.

Приведений крутний момент, який необхідно прикласти до ведучого 1 циліндра:

$$M_{1пр} = M_{01} + M_{п} + M_3 + M_{02} \frac{r_1}{r_2} + M_{п} \frac{r_1}{r_2} = M_1 + \frac{M_2}{U_{\phi}}, \quad (7)$$

де $M_1 = M_{01} + M_{п} + M_3$ – момент від тертя в опорах, тертя перекочування, що витрачається на обертання циліндра 1 та деякого зовнішнього моменту, наприклад, зі сторони валиків фарбового апарата;

$M_2 = \frac{1}{U_{\phi}} (M_{02} + M_{п})$ момент, що необхідний для приводу циліндра 2 і складається з моменту тертя в опорах і моменту від перекочування.

Очевидно, якщо

$$M_2 \geq P_{\text{тр}} Q_1, \quad (8)$$

то відбудеться пробуксовування контактуючих поверхонь циліндрів 1 і 2.

Оскільки друкарська форма характеризується друкуючими і пробільними елементами, то співвідношення між ними в зоні контакту вищиватимуть на величину сили тертя:

$$P_{\text{тр}} = P_{\text{д}} f_1 + P_{\text{пр}} f_2 = P_{\text{ср}} S_{\text{д}} f_1 + P_{\text{ср}} S_{\text{пр}} f_2, \quad (9)$$

де $P_{\text{д}}$ і $P_{\text{пр}}$ – відповідно нормальні зусилля на друкуючі і пробільні елементи (для високого способу друку $P_{\text{пр}} = 0$), f_1 і f_2 – коефіцієнти тертя ковзання на друкуючих, покритих фарбою, і пробільних зволожених ділянках (для високого способу друку $f_2 = 0$), $P_{\text{ср}}$ – середній тиск в зоні контакту, $S_{\text{д}}$ і $S_{\text{пр}}$ – фактична площа друкарських і пробільних елементів в межах смужки контакту.

Вводячи поняття коефіцієнта заповнення друкарської форми в межах смужки контакту (див. формулу (5), запишемо

$$\alpha = \frac{S_{\text{д}}}{b l} = \frac{b l - S_{\text{пр}}}{b l} = 1 - \frac{S_{\text{пр}}}{b l}, \quad (10)$$

звідки $S_{\text{д}} = b l \alpha$ і $S_{\text{пр}} = (1 - \alpha) b l$.

Підставляючи в (9) значення $S_{\text{д}}$ і $S_{\text{пр}}$, отримаємо:

$$P_{\text{тр}} = P_{\text{ср}} b l (f_1 \alpha + f_2 (1 - \alpha)) = P \cdot f_{\text{пр}}, \quad (11)$$

де $P = P_{\text{ср}} b l$ – технологічне навантаження в зоні контакту, $f_{\text{пр}} = f_1 + (1 - \alpha) f_2$ – приведений коефіцієнт тертя ковзання в зоні контакту.

Із (11) випливає, що сила тертя залежить від α і має лінійний характер.

Враховуючи надзвичайно важливе практичне значення цього фактору, зупинимось докладніше на результатах експериментального визначення сил тертя в зоні контакту окремо при високому і офсетному способах друку. Дослідження проводилося на пристосуваннях, що імітували ротаційний (рис. 3, а) і плоскодрукарський (рис. 3, б) апарати.

У першому – друкарський апарат представлений двома сегментами 1 і 2, що мали радіуси 192,5 і 193 мм. На першому закріплювалась форма Ф (офсетна або фотополімерна високого друку), на другому – декель Д. Навантаження між сегментами створювалось вантажами G, а максимальна деформація декеля оцінювалась індикатором годинникового типу 3. Тангенціальна деформація декеля створювалась через гвинтову передачу маховичком 4, а її величина реєструвалась тензорезисторами наклеєними на пластинку 5. Паралельно тангенціальне зусилля реєструвалось на осцилографічному папері тензорезисторами, наклеєними на скобу 6.

У другому пристосуванні фотополімерна форма Ф (текстова, рastroва, плашка) була нерухомою, а два диски 1, що імітували циліндр, з натягнутим на них декелем Д притискалися до форми під дією вантажів G. Поступальне переміщення дисків здійснювалось вручну через гвинтову передачу маховичком 2. Сила опору при відносному переміщенні замірялась динамометром 3.

Крім видів форм змінювались діаметри дисків (203 і 303 мм) і склади декелів.

Величина зусилля при зсуві є вихідним фактором при обґрунтуванні кріплення друкарської форми, натягу декеля та визначає стійкість фрикційної пари до силових збудників.

Картина деформацій декеля при зсуві відносно форми високого і плоского друку різна. Проте для зручності користування, по аналогії з тертям, оцінювати відношення зусилля зсуву (P_T – в дотичній площині) до нормального (P_N) можна коефіцієнтом опору

$$f_{оп} = \frac{P_T}{P_N} \quad (12)$$

При цьому коефіцієнт опору в момент зрушення ($f_{оп}^0$) дещо вищий ніж в процесі руху ($f_{оп}$). На рис. 3, в представлені типові залежності погонних сил, $q_T = f(q_N)$ зняті для текстової фотополімерної форми і найбільш вживаного для високого друку декеля, покритого зверху крейдяним папером (крива 1), типографським № 3 (крива 2) і типографським № 1 (крива 3). Представлені залежності, з достатньою для практики точністю, можна апроксимувати прямими лініями. Коефіцієнт опору для ротаційного друкарського апарата високого друку змінювався в межах $f_{оп} = 0,25 \dots 0,40$. Для різних декелів і фотополімерних форм, при екстремальних умовах проведення експерименту, встановлені максимальні

значення тангенціальної деформації $s_T = 0,48$ мм (при товщині декаля $\delta = 2$ мм) і тангенціального зусилля $P_T = 8,7$ кН/м.

На рис. 3,е зображені характерні графіки $q_T = f(q_H)$, зняті на пристосуванні (рис. 3,б), що імітує плоскодрукарський апарат. Цифрами 1, 2, 3 позначені залежності для плашки, растрової і текстової форми в процесі руху, а цифрами 1', 2' і 3' – для цих же форм в момент зрушення. Аналіз свідчить, що між q_T і q_H існує практично лінійна залежність, що обумовлює для конкретних умов постійну величину коефіцієнтів опору $f_{оп}$ і $f'_{оп}$. Для різних форм і декелів ці коефіцієнти у межах $f_{оп} = 0,15 \dots 0,40$ і $f'_{оп} = 0,2 \dots 0,5$. При цьому в момент зрушення коефіцієнти спокою в 1,1 ... 2,0 рази вищі від таких же коефіцієнтів під час руху. Їх величина зростає при застосуванні м'яких декелів і текстової форми, що пояснюється необхідністю переборення не тільки сил тертя по площі контакту, а й сили опору верхніх аркушів декаля, в які втілюються елементи форми, внаслідок чого в дотичному напрямку в декелі виникають напруження стиску і розтягу. Помітного впливу на коефіцієнти опору величини діаметрів дисків не виявлено.

Підсумовуючи, відзначимо, що для умов високого друку тангенціальна складова сили в зоні контакту за значенням може дорівнювати половині нормальної складової. Це необхідно враховувати при визначенні засобів кріплення друкарських форм і адгезійної міцності фотополімерних форм на підкладці. Зменшення коефіцієнта заповнення α призводить до пропорційного зменшення технологічних (нормальних) і тангенціальних зусиль, чим і зумовлюється відносний зсув контактуючих поверхонь на початку і в кінці смуг форми, викликаючи так зване поздовжнє «дроблення» друку (див нижче), що нерідко спостерігається на практиці.

Умови контакту плоскої форми з офсетним декелем принципово відрізняються від розглянутих. По-перше, деформація декаля в нормальній площині відбувається як на друкуючих, так на пробільних ділянках форми. По-друге, коефіцієнт тертя між формою, покритою шаром фарби, значно нижчий за коефіцієнт тертя між зволоженою формою (практично сухою, оскільки шар води товщиною ~ 1 мкм на 90% випаровується до моменту контакту) і гумовим покриттям декаля. На рис. 3,г зображені характерні залежності $q_T = f(q_H)$ для двох складів декелів: 1 – гумово-тканинна пластина (ГТП) «ДК» і «Вулкан 714» (синя, пориста) і 2 – дві ГТП «ДК» (товщиною 3,98 мм) при наявності і відсутності фарби (останні позначені цифрами

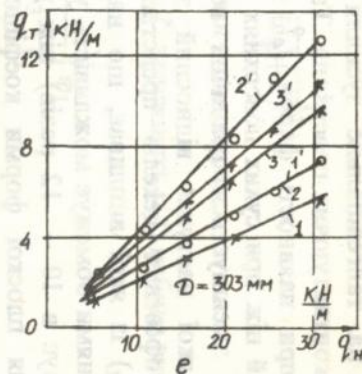
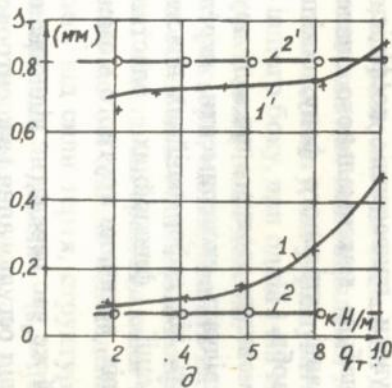
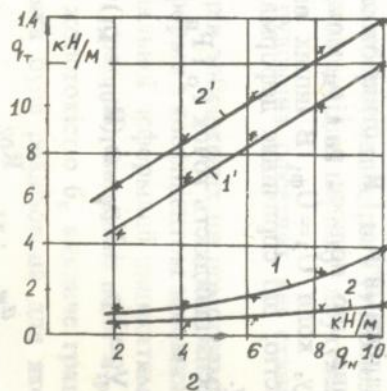
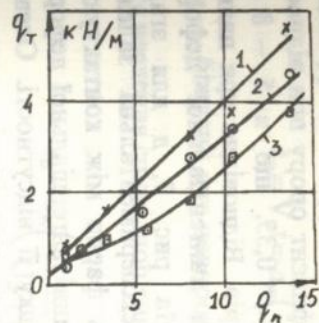
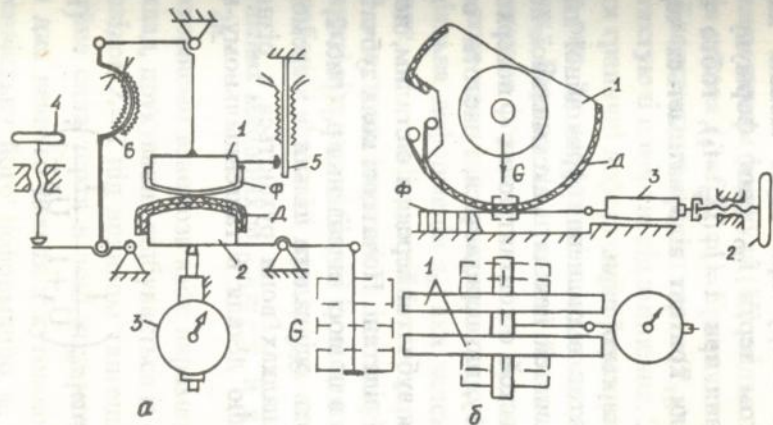


Рис.3. Експериментальні дослідження сил тертя в зоні контакту.

з штрихом). Співставлення залежностей свідчить про вирішальний вплив на тангенціальне зусилля в момент зрушення фрикційного стану контактуючих поверхонь. Так, коефіцієнт опору при відносному зсуві при наявності фарби $f_{оп}^0 = 0,28 \dots 0,35$, що в 5 – 8 разів менший ніж при сухих поверхнях циліндрів. Відповідно при наявності фарби зменшується гранична величина тангенціальної деформації після якої настає відносний зсув. На рис. 3, д для згаданих вище офсетних декелів представлена експериментальна залежність $s_T = f(q_t)$ із якої випливає, що наявність фарби між контактуючими поверхнями обмежує можливість утворення тангенціальної деформації (зменшує в 10 – 12 разів) ніж у випадку її відсутності. Очевидно, що для плоскої форми коефіцієнт опору при зсуві можна характеризувати приведеним коефіцієнтом тертя $f_{пр}$ (див. формулу 11) і він набуде максимального значення при $\alpha = 1$ ($f_{пр} = f_1$), тобто при друкванні суцільного фону, оскільки контакт відбуватиметься через шар фарби.

Взаємовплив двоякого приводу друкарської пари.

Як свідчать експерименти, передатне відношення фрикційної пари залежить від деформаційних властивостей декеля, максимальної його деформації, фрикційних властивостей контактуючих поверхонь циліндрів, величини крутного моменту, що передається, і частоти обертання.

В той же час передатне відношення зубчатої передачі є сталим, незалежно від регулювання міжцентрової відстані. Початкові кола зубчатих коліс радіусами R_{01} і R_{02} стикаються в полюсі зачеплення p_0 (рис. 2, б). Очевидно, що полюси p_0 і $p_{ц}$ можуть співпадати тільки в окремому випадку, коли $U_3 = U_{\phi}$. В інших випадках вони рухаються з різною швидкістю, що спричиняє деформацію декеля в тангенціальному напрямку.

Відносна швидкість точок P_0 і $P_{ц}$

$$V_B = V_{P_0} - V_{P_{ц}} = \omega_1(R_{01} - e_1) = \omega_1 a_w \left(\frac{1}{U_3 + 1} - \frac{1}{U_{\phi} + 1} \right), \quad (13)$$

$$\text{де } R_{01} = \frac{a_w}{U_3 + 1} \text{ і } U_3 = \frac{R_{02}}{R_{01}}.$$

Відповідно відносно переміщення:

$$s_B = V_B t = a_w \left(\frac{1}{U_3 + 1} - \frac{1}{U_{\phi} + 1} \right) \Phi_1, \quad (14)$$

де Φ_1 — біжучий кут повороту ведучого циліндра.

Після введення співвідношення $\frac{U_{\phi}}{U_3} = Z$, залежність (14) набуде вигляду

$$s_B = a_w \left(\frac{1}{U_3 + 1} + \frac{1}{Z U_3 + 1} \right) \Phi_1. \quad (15)$$

Таким чином формула (15) свідчить, що відносна тангенціальна деформація декаля $s_B = f(Z, \Phi_1)$. Гранична величина цієї тангенціальної деформації залежатиме від сил тертя ($P_{\text{тр}}$) в зоні контакту, які утримуватимуть контактуючі поверхні від зміщення. З іншого боку, при одній і тій же силі тертя граничні деформації будуть різними для різних декелів.

На рис. 2,г зображені взаємозалежні фактори, що впливають на величину s_B . Вправо від нульової точки по осі абсцис відкладено коефіцієнт заповнення форми α , вверх по ординаті відкладені граничні сили тертя, при яких настає проковзування. Вліво по осі абсцис відкладена тангенціальна деформація s_B , яка залежить від сили тертя, структури матеріалу і деформаційних характеристик декаля ($s_B = f(P_{\text{тр}}, \theta)$, де θ — кутова жорсткість натягнутого на циліндр декаля). Вниз по ординаті відкладені біжучі кути одного оберту циліндра. Тут же позначено робочий фазовий кут $\Phi_{1\text{роб}}$, що відповідає періоду друкування. В аркушевих машинах $\Phi_{1\text{роб}} \approx \frac{3}{2} \pi$, а в рулонних офсетних він становить біля 2π .

Розглянемо взаємозв'язок параметрів зображених на номограмі. Наприклад, друкування відбувається із форми з коефіцієнтом заповнення α . Внаслідок $Z \neq 1$ під впливом тангенціальної деформації виникатиме потенційна сила тертя в зоні контакту, гранична величина якої $P_{\text{тр}i}$. Ця сила для певного декаля з кутовою жорсткістю θ_k викличе граничну тангенціальну його деформацію s_i , яка буде реалізована для якогось співвідношення $Z_i = \frac{U_{\phi i}}{U_3}$ при повороті циліндра на кут Φ_i . При подальшому збільшенні кута Φ_1 , враховуючи дискретний характер контакту при терті, пройде проковзування контактуючих поверхонь циліндрів

(внаслідок того, що гранична сила тертя не в стані дальше збільшувати тангенціальну деформацію декаля) і на офсетному циліндрі zdeформується растрові точки, а на відбитку в межах зони контакту появиться поперечна смуга. Приблизно через такий же кут появиться друга смуга, третя і т. д. Очевидно, що таке проковзування не настане (φ_1 вийде за межі $\varphi_{1роб}$), якщо при цьому ж θ_k співвідношення Z буде ближче до одиниці, наприклад, при Z_2 (зображено пунктирними прямими), або при цьому ж Z_k , але з характеристикою декаля θ_3 . Отже, для покращення умов друкарського контакту бажано мати декалі з якомога більшою тангенціальною подат-ливістю і якомога ближчим до одиниці співвідношенням

$$\frac{U_\phi}{U_3} = Z.$$

З розглянутого також впливає, що найбільш чутливою до смугування є друкарська форма з максимальним заповненням друкуючими елементами. Граничним є друкування суцільного фону ($\alpha=1$), коли зона контакту розділена суцільним шаром фарби. Викладені міркування підтверджуються повсякденною практикою експлуатації офсетних машин.

Поведінка декаля в силовому полі друкарського контакту.

Для декаля характерні три етапи напруженого стану:

- 1) Попередній, що створюється внаслідок натягування декаля після його закріплення на офсетному циліндрі;
- 2) Перехідний період, протягом якого взаємодія зусиль в зоні друкарського контакту з кожним наступним обертом циліндрів змінюється (його називають періодом приробки декаля);
- 3) Робочий стаціонарний період протягом якого взаємодія зусиль в зоні контакту залишається практично стабільною.

Проаналізуємо кожний з цих періодів, оперуючи погонними зусиллями, як в нормальній так і в дотичній площинах.

1. Створюючи технологічно необхідне зусилля натягу декаля q_0 (Н/м) ми не забезпечуємо сталості його величини по ободу циліндра. В будь-якому перерізі, що визначається координатою α , воно становитиме (рис.4,а)

$$q_\alpha = q_0 e^{-\alpha f} \quad (16)$$

де f – коефіцієнт тертя між поверхнею циліндра і тильною поверхнею декаля, e – основа натурального логарифму. Різниця $q_0 - q_\alpha$ представляє силу тертя на ділянці, обмеженій координатою α (рис. 4,б)

$$q_{\text{тр},\alpha} = q_0 - q_\alpha = q_0(1 - e^{-\alpha f}) \quad (17)$$

Загальне зусилля притиску декеля до циліндра на цій ділянці

$$P_{\text{ц},\alpha} = \frac{q_{\text{тр},\alpha}}{f} \quad (18)$$

Силу тертя можна виразити через біжуче зусилля притиску

$$q_{\text{тр},\alpha} = f \int_0^\alpha \frac{dp_{\text{ц}}}{d\alpha} = q_0(1 - e^{-\alpha f}), \quad (19)$$

$$\text{звідки } dp_{\text{ц}} = \frac{q_0}{f} (1 - e^{-\alpha f}) d\alpha = q_0 e^{-\alpha f} d\alpha$$

Таким чином, нормальне зусилля (рис. 4,а) зменшуватиметься із збільшенням кута обхвату α , що обумовить збільшення товщини декеля.

Зусилля притиску декеля до поверхні офсетного циліндра в межах ширини смужки контакту b (рис. 4,в)

$$P_{\text{ц},b} = \frac{q_{\text{тр},b}}{f} = \left[q_0(1 - e^{-\alpha_1 f}) - q_0(1 - e^{-\alpha_2 f}) \right] \frac{1}{f} = \frac{q_0}{f} e^{-\alpha_2 f} (e^{\frac{b f}{R_0}} - 1), \quad (20)$$

де $\alpha_k \approx \frac{b}{R_0}$ – кут контакту, b – ширина смужки контакту, R_0 – радіус офсетного циліндра, α_1 – біжуча координата, відрахована від фази початку натягу.

2. Взаємодія зусиль в зоні контакту в перехідний період. При обертанні офсетного циліндра виникатимуть відцентрові сили від маси декеля (рис. 4,г). Розглядаючи елементарну ділянку декеля на куті $d\alpha$, запишемо рівновагу сил по осі y :

$$P_b - 2q_b \sin \frac{d\alpha}{2} = 0 \quad (21)$$

При малому значенні $d\alpha$ синус кута можна замінити малим кутом. Тоді

$$P_b = q_b d\alpha \quad (22)$$

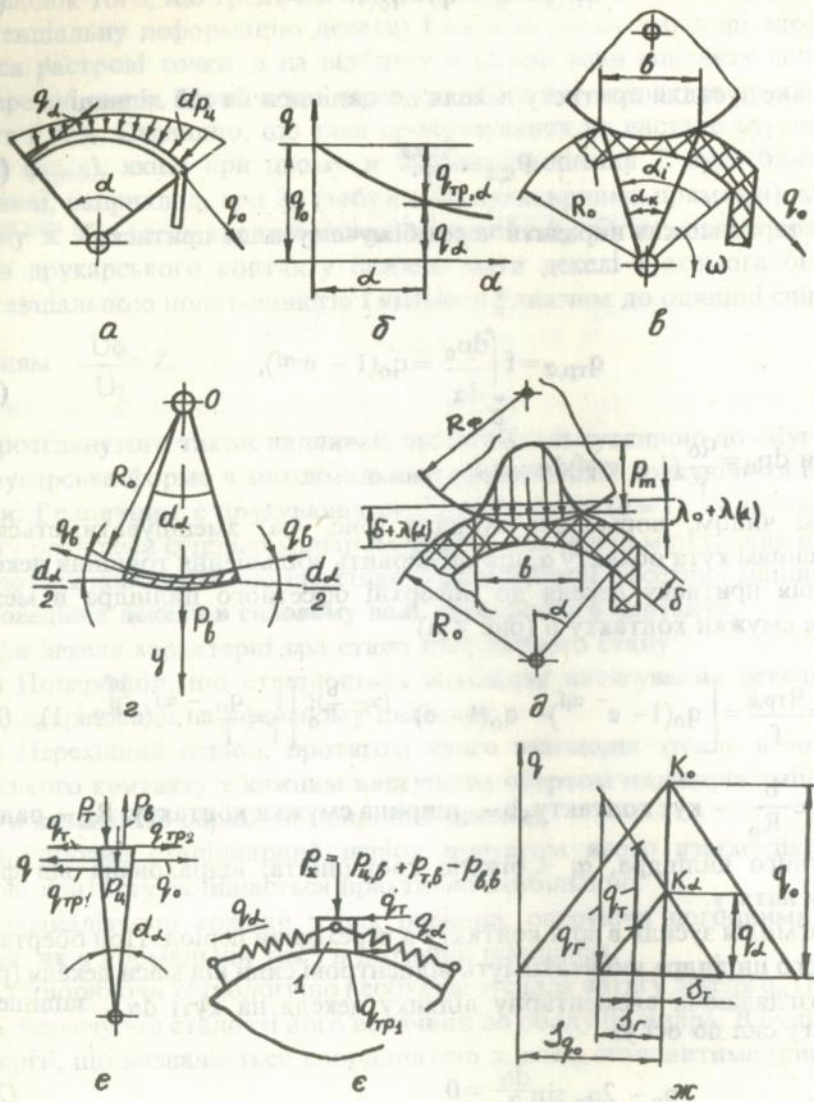


Рис.4. Аналіз силового поля і поведінки декаля при друкуванні.

Відцентрова сила (погонна);

$$P_B = \frac{mv^2}{R_0} = \frac{m_1 \cdot d\alpha \cdot R_0}{R_0} v^2, \quad (23)$$

де m_1 – маса 1 м² декаля.

Підставляючи (23) в (22) отримаємо зміну натягу декаля від відцентрового зусилля:

$$q_B = m_1 v^2 \quad (24)$$

Відцентрове зусилля від декаля по ширині смужки контакту b матиме вигляд:

$$P_{B,b} = m_1 \alpha_k v^2 \approx \frac{m_1 b v^2}{R_0}, \quad (25)$$

де α_k – центральний кут, що відповідає ширині b смужки контакту.

Другим, найбільш істотним радіальним зусиллям в зоні контакту є тиск. Внаслідок нерівномірності товщини декаля по колу циліндра величина технологічного зусилля змінюватиметься (рис. 4,д):

$$P_T = P_m \psi b = E_y \left[\frac{\lambda_0 + \lambda(\alpha)}{\delta + \lambda(\alpha)} \right]^n \psi \cdot 2 \sqrt{\frac{2R_\phi R_0}{R_\phi + R_0} (\lambda_0 + \lambda(\alpha))}, \quad (26)$$

де E_y і n – фізичні константи декаля, $\psi = \frac{P_{cp}}{P_m}$, λ_0 – максимальна де-

формація декаля при $\alpha=0$, $\lambda(\alpha)$ і $\delta(\alpha)$ – збільшення деформації і товщини декаля в січенні α , R_ϕ і R_0 – відповідно радіуси формового і офсетного циліндрів.

Отже, величина $P_T = f(\alpha)$.

Зусилля тертя між тильною поверхнею декаля і поверхнею циліндра (в межах зони контакту, рис. 4, с)

$$q_{T1} = (P_{ц(b)} + P_T - P_B) f, \quad (27)$$

де $P_{ц(b)}$ – зусилля притиску декаля до циліндра на ділянці b , P_T – технологічне зусилля, P_B – відцентрове зусилля, f – коефіцієнт тертя ковзання.

Оскільки перші дві складові нормального зусилля залежать від α , то і зусилля тертя при обертанні циліндра мінятиметься. Зусилля тертя між поверхнями форми і декаля (рис. 4,е) визначиться аналогічним чином (пам'ятаючи, що $P_{II}(\alpha) - P_b > 0$)

$$q_{тр2} = P_{II} f_{пр}, \quad (28)$$

де $f_{пр}$ – приведений коефіцієнт тертя (див. вище)

$\alpha_3 = \frac{s_{дл}}{b_l}$ – коефіцієнт заповнення друкарськими елементами зони контакту (на одиницю довжини).

Зусилля тертя $q_{тр2}$ відіграє важливу роль в процесі друкування. Через нього передається колове зусилля $q_{пр}$ приводного моменту, а також тангенціальне зусилля q_T , викликане тангенціальною деформацією s_T декаля внаслідок розузгодження передатнього відношення зубчатої передачі і фрикційної пари $U_3 \neq U_{\phi}$ (див. формулу 15).

Тангенціальне зусилля

$$q_T = \frac{s_T}{R_0^2} \theta, \quad (29)$$

де θ (Нм/град) – погонна кутова жорсткість установленого на циліндрі декаля. Таким чином, q_T в кінцевому результаті є функцією з кута α і деформаційної характеристики декаля θ , тобто воно змінюється по координаті α .

Якщо зусилля $q_{тр2}$ стає меншим за суму ($q_{пр} + q_T$), то настає зсув контактуючих поверхонь, що створює на відбитку смугу (вздовж твірної) розмазаних растрових точок. Отже, відсутність зміщення контактних поверхонь визначається умовою

$$q_{тр2} > q_{пр} + q_T \quad (30)$$

3. Умови стабілізації характерні для третього періоду роботи декаля.

Тривалість попередньо напруженого стану декаля і багатоциклове навантаження в перпендикулярному напрямку внаслідок дії технологічних зусиль (друкування) супроводжується релаксаційними процесами і призводить до утворення залишкової деформації декаля. Крім того, в зоні контакту відбувається видавлювання матеріалу в сторону протилежну до напрямку обертання циліндрів, яке незалежно від інших при-

чин, створює додаткові тангенціальні зусилля в декелі. Внаслідок дії цих факторів напруження в декелі по куті α вирівнюється, а різниця тертя з тильної сторони декеля щезає, тобто $q_0 - q_\alpha = 0$.

Таким чином, зникнення сили ейлерового тертя призведе до того, що натягнення декеля стане однаковим і зменшиться до величини q_α . Цим завершується стабілізація деформаційних властивостей декеля (період припрацювання) і починається третій період роботи, під час якого істотних змін не відбувається. Можна вважати, що в цей період в будь-якому перерізі декеля, що визначається координатою α натягнення з набігаючої і збігаючої сторін дорівнює q_α , тобто встановлюється рівновага (точка K_α на рис. 4,ж). На рис. 4,є умовно представлена ділянка декеля, на яку в тангенціальному напрямку діють: зусилля q_α , зусилля тертя $q_{тр1}$ і тангенціальне зусилля q_T , яке утворюється внаслідок $Z \neq 1$ і передається через силу тертя $q_{тр2}$, що виникає в зоні контакту. Під дією цього зусилля (рис. 4,ж) збігаюча сторона декеля додатково розтягнеться на величину s_T , а набігаюча сторона на таку ж величину ослабиться. Коли тангенціальне зусилля досягне граничної величини q_T , то воно викличе граничну величину тангенціальної деформації s_T при якій набігаюча ділянка декеля буде повністю позбавлена зусилля розтягу. Подальше зростання тангенціальної деформації викличе зсув декеля по поверхні циліндра на якому він закріплений. З метою усунення цих можливих наслідків після періоду припрацювання шляхом підтягування доводять натягнення декеля до початкового рівня q_0 (точка K_0 на рис. 4,ж).

Із сказаного логічно напрошується висновок про доцільність забезпечення постійного натягнення декеля по мірі стабілізації його деформаційних властивостей, що дало б можливість скоротити період припрацювання і покращити якість друку в цей перехідний період.

Глава 3. АНАЛІЗ СИЛ В ЗАМКНУТОМУ КОНТУРІ СИСТЕМИ ПРИВОДА ДРУКАРСЬКОГО АПАРАТА

Циркуляція потужності в системі бездиференціального візка з жорсткими колесами аргументовано розглянута в роботах акад. Е. А. Чудакова. Стосовно до друкарського апарата машин непрямого глибокого друку вона виявлена в процесі експериментального дослідження О. Т. Балабаном, а стосовно газетних машин високого друку –

В. К. Кулешовим. Проте відсутність математичного доказу суті явища стосовно до друкарського апарата позбавляє можливості оцінити екстремальні значення додаткових сил що циркулюють в замкнутому контурі привода і їх використання в практичних цілях.

Зупинимось на суті питання [2]. Наведена вище формула (7) справедлива для визначення крутного моменту ($M_{1пр}$) на валу ведучого циліндра при наявності тільки фрикційного зв'язку. Вона буде справедливою також при наявності додаткової зубчатої передачі, але тільки для періоду виборки бокового зазору (s_6) в ній. На рис. 5,а зображена циркуляція сил в приводі друкарського апарата, а на рис. 5,б – схема подвійного зв'язку між циліндрами 1– 2: зубчатої передачі з полюсом p_0 і фрикційної передачі з точкою дотику центроїд p_c . Зв'язок між цими передачами супроводжується деформацією декаля, імітованою на схемі пружиною 3. Для наглядності на рис. 5,в моменти інерції циліндрів приведені до поступальних мас m_1 і m_2 , що приводяться від єдиної зубчатої рейки 4, але перша маса через зубчатую передачу 5 з передаточним відношенням U_3 , а друга – через фрикційну з передаточним відношенням U_f . На рис. 5,г зображена динамічна модель системи.

Очевидно, що після вибирання бічного зазора s_6 (φ_6 – на моделі) внаслідок різних швидкостей точок p_0 і p_c розпочнеться деформація пружини 3 (декаля). Тоді величина загального приводного моменту на ведучому циліндрі визначатиметься за формулою

$$M_{1\Sigma} = M_{1пр} + P_3 Q_2 \frac{R_{01}}{R_{02}} - P_3 Q_1 \quad (31)$$

де $P_3 Q_2 \frac{R_{01}}{R_{02}}$ – момент, від пружини 3, що передається через зубчатую передачу із сторони веденого циліндра, $P_3 Q_1$ – момент від пружини на ведучому циліндрі. Величина цих моментів від тангенціальної деформації декаля, як свідчать наведені вище дані експериментальних досліджень граничних зусиль тертя при зсуві контактуючих поверхонь циліндрів, може в десятки разів перевищувати значення $M_{1пр}$, що проявляється на ділянці виборки зазору в зубчатій передачі. На рис. 5,д представлено характер зміни крутного моменту в залежності від кута повороту ведучого циліндра ($\varphi_1 = \omega_1 t$) в замкнутому контурі системи друкарського апарата. На ділянці виборки зазору в зубчатій передачі (φ_6) через фрикційний зв'язок передається тільки момент $M_{1пр}$, а далі, внаслідок тангенціальної деформації декаля момент інтенсивно зростає

і при досягненні умови (8) наступить відносний зсув контактуючих поверхонь. Момент спаде і почнеться новий цикл нагромадження деформації декеля. В момент зсуву, внаслідок розмазування растрових точок, на відбитку утвориться смуга що відповідає ширині зони контакту. Відстань між цими смугами (крок) на відбитку дорівнюватиме добуткові $\varphi_{1T} \cdot R_{01}$, де $\varphi_{1T} = \varphi_v + \frac{s_v}{R_{01}}$ (s_v визначається за формулою (15)).

Тепер покажемо, що на величину момента ($M_{1\Sigma}$) на вході ведучого циліндра мало впливатиме пульсація сил усередині замкнутого контура. Підставляючи значення передатніх відношень формула (31) набуде вигляду

$$M_{1\Sigma} = M_{1пр} + P_3 Q_2 \left(\frac{1}{U_3} - \frac{1}{U_\phi} \right) = M_{1пр} + P_3 Q_2 \frac{1}{U_3} \left(1 - \frac{1}{Z} \right) \quad (32)$$

Величина Z для реальних друкарських апаратів може змінюватись в межах 1 ... 1,008 і, таким чином, друга складова формули (32) складатиме тільки якусь долю процента того момента, що пульсує в замкнутому контурі (зауважимо, що при цьому ми знехтували силами тертя в зубчатій передачі). Отже, всі ланки привода до друкарського апарата будуть значно менше навантажені ніж зубчата передача між циліндрами. Додаткові навантаження будуть відсутні тільки в окремому випадку, коли $U_3 = U_\phi$.

Розглянемо тепер вплив крутильних коливань системи на залежність $M_{зд} = f(t)$. На рис. 5,г зображена повна динамічна модель, в якій циліндри представлені моментами інерції I_1 і I_2 , жорсткість валопроводу між ними, включаючи зубчату передачу – C , диспативні сили – η_1 , боковий зазор в зубчатій передачі – φ_6 і пружно-в'язкий зв'язок між циліндрами – кутовою жорсткістю декеля θ і в'язкістю η_2 . Враховуючи однозначність напруженого стану між циліндрами в процесі тангенціальної деформації декеля, впливом зазору можна знехтувати. Тоді диференціальне рівняння матиме вигляд

$$I_{пр} \ddot{\varphi} + \eta_1 \dot{\varphi} + C\varphi = M(t), \quad (33)$$

де $I_{пр} = \frac{I_1 I_2}{I_1 + I_2}$ — приведений момент інерції.

Розглядаючи деформацію декеля як пружну ($\theta = \text{const.}$) праву частину (33) виразимо

$$M(t) = (\varphi_2 - \varphi_2\phi)\theta. \quad (34)$$

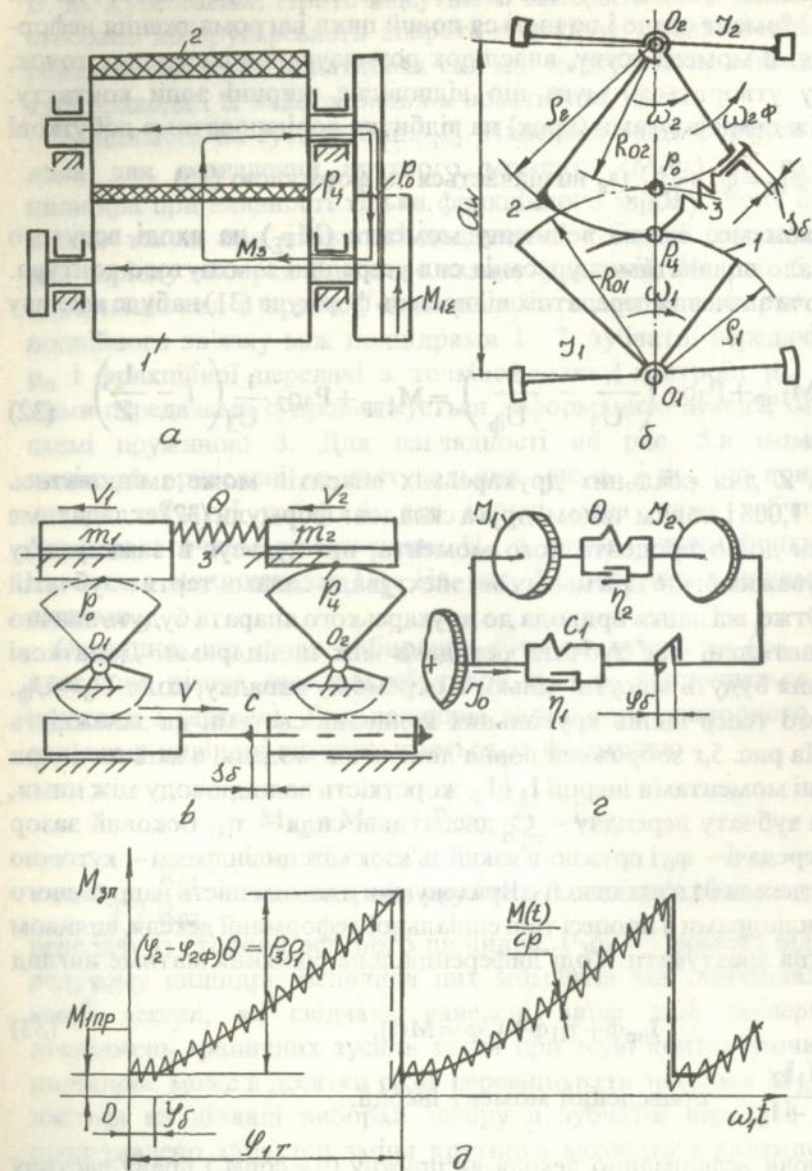


Рис.5. Пульсация сил в замкнутом контуре привода друкерської пари.

Значення кутів повороту веденого циліндра через зубчатку (φ_2) і фрикційну ($\varphi_{2\phi}$) передачі можна представити через передатні відношення:

$$\varphi_2 = \omega_2 t = \frac{\omega_1}{U_3} t \quad \text{і} \quad \varphi_{2\phi} = \omega_{2\phi} t = \frac{\omega_1}{U_\phi} t = \frac{\omega_1}{Z U_3} t \quad (35)$$

Підставляючи значення φ_2 і $\varphi_{2\phi}$ із (35) в (34), запишемо

$$M(t) = \frac{\omega_1 \theta}{U_3} \left(1 - \frac{1}{Z} \right) t \quad (35)$$

Розділивши всі члени рівняння на $I_{\text{пр}}$ і підставивши в нього значення правої частини, одержимо:

$$\ddot{\varphi} + \frac{\eta_1}{I_{\text{пр}}} \dot{\varphi} + \frac{C}{I_{\text{пр}}} \varphi = \frac{\omega_1 \theta}{I_{\text{пр}} U_3} \left(1 - \frac{1}{Z} \right) t \quad (36)$$

Ввівши відповідні позначення, рівняння (36) приведемо до стандартної форми

$$\ddot{\varphi} + 2n\dot{\varphi} + p^2\varphi = Kt, \quad (37)$$

$$\text{де } 2n = \frac{\eta_1}{I_{\text{пр}}}, \quad p = \sqrt{\frac{C}{I_{\text{пр}}}} = \sqrt{\frac{C(I_1 + I_2)}{I_1 \cdot I_2}} \quad \text{і} \quad K = \frac{\omega_1 \theta}{I_{\text{пр}} U_3} \left(1 - \frac{1}{Z} \right)$$

Період і частота вільних коливань

$$\tau = \frac{2\pi}{p} = 2\pi \sqrt{\frac{I_1 I_2}{C(I_1 + I_2)}} \quad (\text{с}),$$

$$f = \frac{1}{\tau} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{C(I_1 + I_2)}{I_1 I_2}} \quad (\text{Гц}).$$

Права частина (37) представляє силу і відноситься до випадків неперіодичного збурення. Враховуючи постійний характер високочастотних гармонійних коливань від зубчатої передачі (з зубцьовою частотою) диспативні сили (в зубчатій передачі і опорах кочення) не справлятимуть якого-небудь помітного впливу на згасання коливань. Таким чином, власна частота вільних коливань створюватиме пульсуючий характер зростання навантаження, що представлено на рис. 5, д, внаслідок чого відносний зсув контактуючих поверхонь циліндрів може наступити дещо раніше ніж у випадку без врахування таких коливань.

Глава 4. ДОСЛІДЖЕННЯ МЕХАНІЗМУ ЯВИЩ В ЗОНІ КОНТАКТУ ФРИКЦІЙНОЇ ПАРИ [2].

Дослідження ґрунтується на результатах експериментів, поставлених з різними підходами до в'яснення прогнозованої картини явищ. В залежності від матеріалу і способу покриття веденого циліндра розглядались фрикційні пари трьох типів: 1) з суцільною поліуретановою оболонкою (з коефіцієнтом Пуассона близьким до максимального), 2) з суцільною пінополіуретановою оболонкою ($\mu \rightarrow 0$) і 3) з змінним, натягнутим на циліндр, декелем. Експерименти проводились на двох стендах. Розглянемо спочатку результати досліджень фрикційної пари 1-го типу, що застосовується в друкарських і фарбових апаратах, різноманітних протяжних пристроях, тощо.

Дослідження крутних моментів. Випробовувалась фрикційна пара з довжиною контакту 200 мм в складі сталевого ведучого циліндра діаметром 116 мм і веденого – діаметром 70 мм, з поліуретановим покриттям товщиною 20 мм і твердістю 30 од. Ш. Погонне навантаження створювалось в межах 0,1 ... 1,0 кН/м. Випробування проводилось для двох умов роботи – а) без мастила (сухе тертя) і б) – з наявністю розкоченої фарби на циліндрі товщиною 30 мкм. Частота обертання циліндрів не змінювалась і становила 1,5 об/с. Тарування і запис моментів проводились на осцилографічному папері з використанням фольгових резисторів і тензоапаратури. Результати вимірювань зображені у вигляді графіків на рис. 6, а. Крива $M_{\text{пр.с}}$ відображає зміну крутних моментів при сухому терті, крива $M_{\text{пр.ф}}$ – при наявності фарби. З метою отримання виразнішого характеру кривих по осі ординат вони відкладені в різному масштабі.

Аналіз графіків $M=f(q)$ свідчить, що вони носять параболічний характер. Інтенсивність росту $M_{\text{пр}}$ заповільнюється і стає практично не істотною уже при q вище 0,4 кН/м. Найбільш істотно на величину моментів впливає тертя ковзання між контактуючими поверхнями. Так, наприклад, при $q=0,5$ кН/м $M_{\text{пр.с}}$ (при сухому терті) в 15 разів більший за $M_{\text{пр.ф}}$ (при наявності фарби). Приблизно в стільки разів змінюється коефіцієнт тертя. З вказаних причин використання для визначення $M_{\text{пр}}$ відомої залежності $M_{\text{пр}}=q \times k$ (де k – коефіцієнт опору) не виправдано.

На підставі аналізу накопичених експериментальних даних для визначення крутного моменту від перекочування фрикційної пари запропонована формула:

$$M_{\text{пр}} = DE_y \left(\frac{\lambda_m}{\delta} \right)^d \psi b / R_1 f e^{-\frac{t_k}{T}} \quad (40)$$

де D і $d=n+r$ – сталі величини, що визначаються на підставі експерименту, E_y і n – фізичні константи для матеріалу декаля при стисненні, λ_m і δ – максимальна деформація і товщина еластичної оболонки,

$$\psi = \frac{P_m}{P_{\text{ср}}} = 1 - \frac{n}{3} + \frac{n(n-1)}{10} - \frac{n(n-1)(n-2)}{42} \quad \text{— коефіцієнт усереднення}$$

[2], b і l – ширина і довжина смужки контакту, R_1 – радіус ведучого циліндра, f – коефіцієнт тертя ковзання в зоні контакту, $e=2,718$, t_k і T – час за який відбувається контакт і період релаксації матеріалу.

Таким чином, формула (40) враховує всі основні впливові фактори. Для визначення сталих D і d досить скористатися двома значеннями $M_{\text{пр}i} = f(q_i)$ на експериментальній кривій:

$$d = \lg \frac{M_{\text{пр}2}}{M_{\text{пр}1}} : \lg \frac{q_2}{q_1} \quad (41)$$

Підставляючи значення d в (40) для конкретної точки на кривій ($M_{\text{пр}1}$ або $M_{\text{пр}2}$), знайдемо D . Числові значення d для різних умов тертя мало відрізняються між собою, що свідчить про близькість характеру зміни кривих.

Дослідження умов пробуксовування здійснюватимемо прийнявши наступні допущення і обмеження: а) адгезійне зчеплення пружно-еластичної оболонки з поверхнею металу під навантаженням не руйнується, б) співвідношення діаметрів циліндрів фрикційної пари змінюється в межах

$$\frac{d_1}{d_2} = 1 \dots 2,$$

в) співвідношення товщини оболонки до радіуса – в межах 0,2...0,5; г) сталеві арматури циліндрів в межах створюваних навантажень являється абсолютно жорсткою, д) деформацією оболонки в осьовому напрямку нехтуємо, розглядаючи таким чином задачу як площинну.

Експерименти були проведені на описаному вже стенді. Замірялись моменти на ведучому циліндрі при загальмованому веденому, тобто граничні моменти M_r , які може передати фрикційна пара. Випробування здійснювалось для трьох умов: а) при сухому терті $M_{r,c}$ (сухе тертя), б) з наявністю фарби $M_{r,f}$ і в) з наявністю жирового мастила $M_{r,m}$ (Мастило циліндрове 38 ГОСТ 6311-76).

Аналізуючи зображені на рис. 6,а графіки досліджень відзначимо, що криві стрімко зростають, досягаючи піку при навантаженні близькому 0,1кН/м, після чого монотонно знижуються. Така картина суперечить загальноприйнятим поняттям, що зусилля пробуксовування внаслідок переборення сили тертя в зоні контакту пропорційне прикладеному навантаженню. Очевидно, що при малих навантаженнях проходить видавлювання об'єму матеріалу оболонки в периферійні зони контакту, але ще не відбувається пружного проковзування поверхні оболонки в межах смуги контакту. Зменшення зусилля пробуксовування при збільшенні q можна пояснити зменшенням ділянки зчеплення і збільшенням ділянок пружного ковзання, дія зусиль на яких взаємозрівноважується.

Особливо впливає на величину граничних моментів фрикційний стан контактуючих поверхонь. При наявності фарби або солідолу M_r більш ніж на порядок зменшується порівняно з сухим тертям, що відображає подібне співвідношення між коефіцієнтами тертя.

При зближенні циліндрів контактної пари внаслідок деформації виникає складний напружений стан матеріалу оболонки (рис. 6,б), при якому кожна елементарна маса речовини урівноважується дією сил, співвідношення яких різне і визначається розташуванням елементарної маси в зоні деформації, тобто координатами φ і q .

В елементарній масі m_1 виникають нормальні і дотичні напруження внаслідок дії нормальних dp_n і тангенціальних dp_T сил та сил адгезійного зчеплення dp_a . Елементарна маса в середині оболонки m_3 урівноважена дією тільки нормальних і тангенціальних сил. На елементарні маси m_2 , що контактують з поверхнею жорсткого циліндра, діють елементарні сили dp_n і dp_T та сили тертя dp_{Tr} . Останні проявляються при ковзанні маси m_2 по поверхні жорсткого циліндра і урівноважуються різницею пружних сил $dP_{T2} - dP_{T1}$ матеріалу в тангенціальному напрямку. Умову рівноваги маси m_2 в тангенціальному напрямку можна записати у вигляді:

$$dp_{T2} - dp_{T1} = dp_n \cdot f, \quad (42)$$

де dp_n і f – елементарна нормальна сила і коефіцієнт тертя. Ліва частина (42) залежить від деформаційних властивостей матеріалу, діаметрів циліндрів, товщини оболонки і величини її деформації. Права частина залежить від тих же параметрів і коефіцієнта тертя.

Отже, розглядаючи взаємодію сил по поверхні контакту в тангенціальному напрямку, приходимо до таких висновків:

а) при зближенні циліндрів пропорційно зростанню нормальних сил збільшуються нормальні і тангенціальні напруження в матеріалі оболонки. Частина контактної поверхні оболонки по обидві сторони від міжосьової лінії фрикційної пари розтягується, що визначає ділянки пружного ковзання (a'_k і a''_k на рис. 6,б). Посередині – ділянка ($d_{3ч}$) зчеплення.

б) Співвідношення ділянок пружного ковзання і зчеплення $\left(\frac{a'_k + a''_k}{d_{3ч}} \right)$ безпосередньо залежить від коефіцієнта тертя ковзання контактуючих поверхонь. При рівних інших умовах із збільшенням коефіцієнта тертя збільшується ділянка зчеплення та зменшується ділянка ковзання.

в) Збільшення деформації оболонки в нормальній площині викликає інтенсивний ріст тангенціальних напружень в ній, що призводить до відносного зменшення ділянки зчеплення.

г) Величина граничного моменту, який можна передати через фрикційну пару, визначається нормальною силою ($P_n^{3ч}$), що діє на ділянці зчеплення, коефіцієнтом тертя і радіусом жорсткого циліндра R_1 :

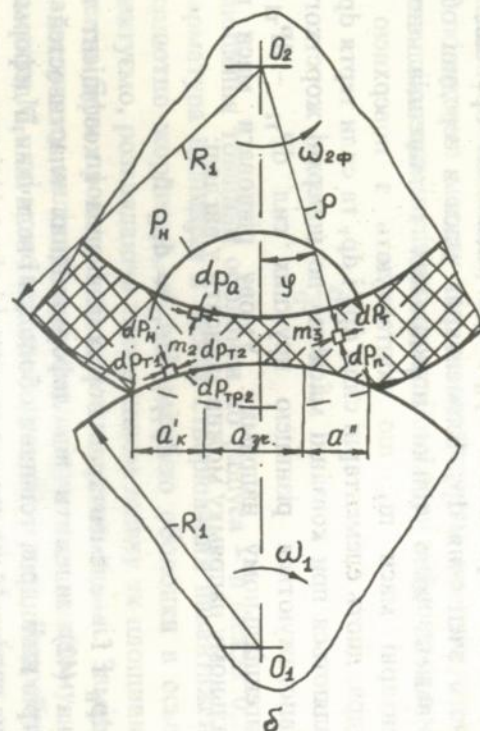
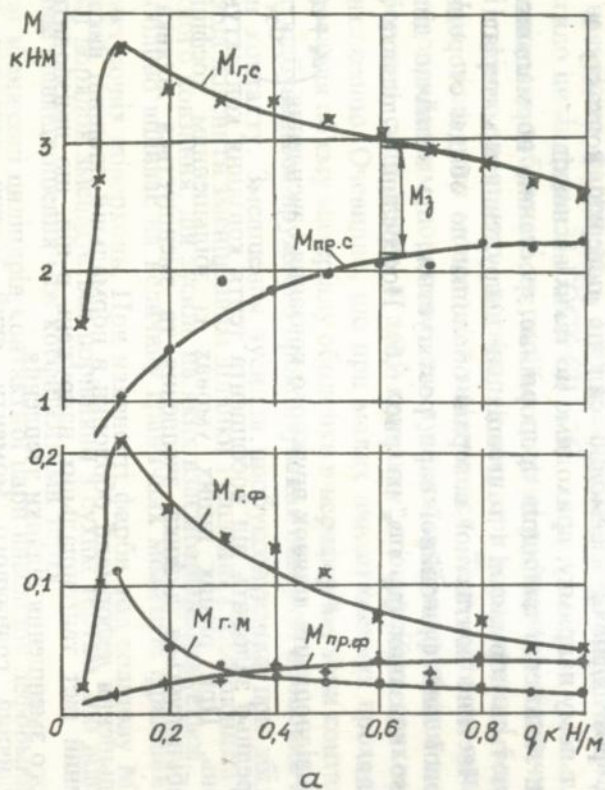


Рис.6. Графіки крутних моментів і картина сил в еластичній оболонці фрикційної пари.

$$M_{\Gamma} = P_{\text{н}}^{\text{зч}} f R_1 \approx 2 f R_1 \int_{x_1 = a'_x}^{x_2 = a'_x + 0,5 a_{\text{зч}}} dp_{\text{н}} dx, \quad (43)$$

де dx – біжуче значення функції, що змінюється в межах

$$0 \leq x \leq a_x + \frac{d_{\text{зч}}}{2}$$

Із співставлення графіків (рис. 6,а) приводних ($M_{\text{пр}}$) і граничних (M_{Γ}) моментів можна висловити допущення, що при збільшенні навантаження зменшується ділянка зчеплення. Вона також зменшується при зниженні коефіцієнта тертя. Різниця ($M_{\Gamma} - M_{\text{пр}}$) визначає здатність фрикційної передачі переборювати зовнішній момент (M_3), що важливо як для друкарських, так і для фарбових апаратів.

Із збільшенням навантаження (q) здатність фрикційної пари переборювати зовнішній момент спочатку зростає, а після певного екстремуму неухильно знижується. При певних значеннях q настає умова, коли $M_{\text{пр}} = M_{\Gamma}$, тобто ділянка зчеплення зникає і ведений циліндр обертатися не буде.

Дослідження передатнього відношення. Передатнє відношення фрикційної пари $u_{\text{ф}} = \frac{\omega_1}{\omega_2 \text{ф}} = \frac{\Phi_2}{\Phi_1}$ впливає на деформацію розмірів друкарського зображення і, при наявності зубчатої передачі, повинно бути узгоджено з передатнім відношенням останньої. Виходячи з позиції формальної логіки можна окреслити граничне кореляційне поле його зміни в залежності від максимальної деформації (λ_m) оболонки. Наявність цього поля, як показали подальші експериментальні дослідження дозволило проаналізувати причини можливого виходу результатів за ці межі.

Граничні значення $u_{\text{фг}}$ отримуємо в тому випадку, коли еластична оболонка не стискуватиметься. Тоді через переріз, що визначається величиною $(\delta - \lambda_m)$ повинен пройти весь об'єм матеріалу оболонки, включаючи додатковий, окреслений на рис. 7,а пунктиром, з однаковою швидкістю двох циліндрів у точці С. Додатковий об'єм:

$$V_{\text{д}} = \pi [R_1^2 - (R_1 - \lambda_m)^2] l = \pi \lambda_m (2R_2 - \lambda_m), \quad (44)$$

Цей об'єм вимагатиме додаткового повороту циліндра на кут Φ_d

$$(R_2 - \lambda_m)^2 - (R_2 - \delta)^2 \frac{\Phi_d}{2} l = (\delta - \lambda_m) [2R_2 - \delta - \lambda_m] l \frac{\Phi_d}{2} = V_d \quad (45)$$

Підставляючи в (45) значення V_d із (44) знайдемо

$$\Phi_d = \frac{2\pi\lambda_m(2R_2 - \lambda_m)}{(\delta - \lambda_m)(2R_2 - \delta - \lambda_m)} \quad (46)$$

При повороті ведучого циліндра на один оберт ($\Phi_1 = 2\pi$), ведений циліндр повернеться на кут

$$\Phi_2 = \frac{2\pi R_1}{R_2 - \lambda_m} \left(1 - \frac{\Phi_d}{2\pi}\right) \quad (47)$$

Тоді граничне передатне відношення фрикційної пари

$$U_{фг \max} = \frac{R_2 - \lambda_m}{R_1 \left(1 - \frac{\Phi_d}{2\pi}\right)} \quad (48)$$

Для визначення $u_{фг}$ спочатку по формулі (46) підраховують Φ_d , а потім по формулі (48) його значення.

Граничні мінімальні значення передатного відношення $u_{фг \min}$ знайдено із умови, що еластична оболонка максимально ущільнюється, не випучуючись, і лінійні швидкості двох циліндрів в точці С однакові

$$U_{фг \min} = \frac{R_2 - \lambda_m}{R_1} \quad (49)$$

Експериментальні дослідження передатного відношення фрикційної пари з суцільним поліуретановим покриттям одного з циліндрів здійснювались на спеціальному двоциліндровому стенді з можливістю плавного регулювання частоти їх обертання (в межах 0,33 ... 8,0 с⁻¹). Діаметри циліндрів становили 160 мм, їх довжина – 155 мм, товщина оболонки – 7,5 мм. Заміри навантажень і максимальної деформації облонки здійснювались зразковими динамометрами типу ДОСМ і індикаторами годинникового типу. Передатне відношення знаходилося шляхом ділення кількості обертів ведучого і веденого циліндрів, отриманих за певний час (~1000 обертів) при фіксованій строботометром швидкості двигуна. Заміри обертів циліндрів здійснювались з допомогою фотоелектричних

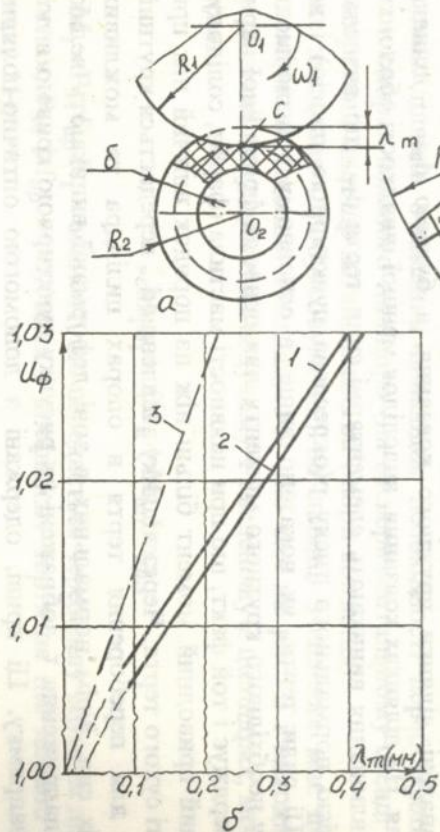


Рис. 7. Схема для визначення $U_{\phi_{гр}}$ (сх. а) і графіки передатніх відношень фрикційної пари (сх. б).

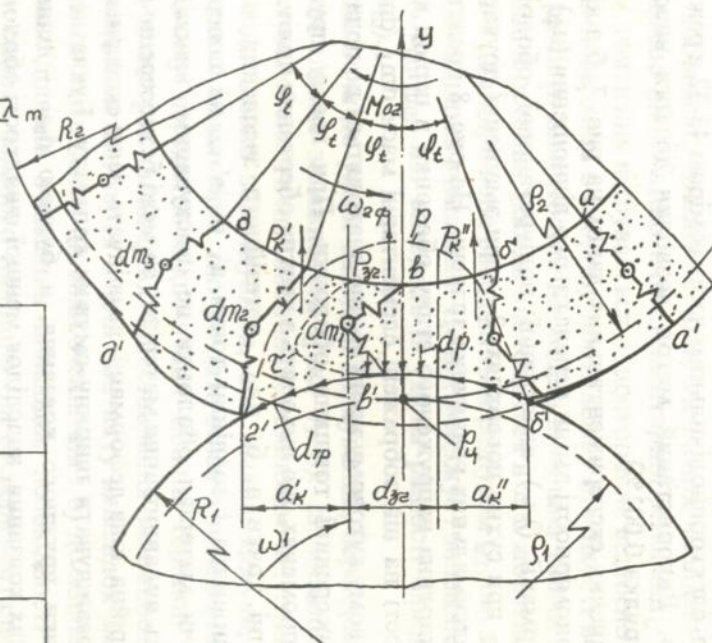


Рис. 8. Схема напружено деформованого стану оболонки фрикційної пари.

датчиків з інфрачервоними променями (типу ДФ 1), які взаємодіяли з двома однаковими алюмінієвими дисками, що мали 120 виступів і впадин, і закріплювались на валах циліндрів. Зчитування та фіксація сигналів проводилась електроннолічиливим частотоміром 43-32 в режимі «безперервна лічба». Використаний метод дозволив досягти високої точності вимірів (порядка 0,001%).

На підставі усереднення експериментальних даних на рис. 7, б зображені характерні закономірності зміни передатнього відношення (u_{ϕ}) від максимальної деформації (λ_m) еластичної поліуретанової оболонки фрикційної пари: 1 – при сухих поверхнях, 2 – при змащенні друкерською фарбою, 3 – максимальних граничних значень. На рис. 8 представлена прогностична картина напруженого стану оболонки в період контакту. Для наглядності на ній зображені елементарні маси dm_1, dm_2, \dots розміщені на однаковому кутовому кроці ϕ_1 , що знаходяться до початку появи деформації посередині товщини оболонки. При цьому пружні ланки проходять по променях, що виходять з центру обертання циліндра і зв'язують внутрішні точки а, б, в, ... адгезійного зчеплення маси оболонки з тілом циліндра і зовнішні точки а', б', в' ... на поверхні циліндра. Приймаючи матеріал оболонки не стискуваним, внаслідок деформації проходить видавлювання матеріалу за межі безпосереднього контакту. Ця периферійна зона деформації, як свідчать деякі експерименти, може значно перевищувати ширину смужки контакту. Буквами a'_x і a''_x позначені ділянки пружного ковзання, а буквою $d_{зч}$ – ділянки зчеплення. На ділянках ковзання, внаслідок меншої швидкості оболонки і її видавлювання виникають елементарні сили тертя $d_{тр}$, що визначаються дією нормального тиску p (окреслена пунктирною лінією) і не тільки. Ці сили тертя, як показано вище, в основному і визначають величину необхідного крутного моменту для привода фрикційної пари. Це підтверджує і той факт, що при наявності мастила (фарби, солідолу) необхідний приводний момент більш ніж на порядок нижчий ніж при наявності сухого тертя. Через ділянку зчеплення $d_{зч}$ передається крутний момент для переборення тертя в опорах циліндра та можливих зовнішніх сил. Крім нормальних в зоні деформації виникають великі дотичні напруження τ , зображені на рисунку пунктирною кривою в дотичній напрямку. Ці криві, одержані з допомогою оптично-поляризаційного методу С. М. Яремою і Ю. Л. Варавою, можуть перевищувати (до 15 %) нормальні напруження. По товщині ці напруження збільшуються до певного максимуму, а відтак спадають. При цьому в зоні

зчеплення маси з тілом циліндра вони складають приблизно $0,5 \tau_{\max}$, в той час як дотичні напруження в зовнішній поверхні оболонки (точки a' , b' ,...) менші, оскільки її поверхня має можливість зсуватись відносно поверхні жорсткого циліндра, в тому числі і на ділянці зчеплення. На рис. 8 зображено зміщення зони зчеплення відносно вертикальної осі, обумовлене рівновагою сил елементарної маси dm_1 . Таким чином, на ділянці зчеплення відбувається одностороннє відносне зміщення контактуючих поверхонь в сторону протилежну швидкості ведучого циліндра. Адже рівність швидкостей циліндрів можлива тільки в точці r_c дотику центроїд, а остання завжди знаходиться в тілі жорсткого циліндра. Для веденого циліндра вона визначається радіусом ρ_2 , що завжди більший за радіус до ділянки зчеплення. Це підтверджує і залежність (49) граничних значень $u_{fg \min}$, що виходить із умови рівності швидкостей на радіусі $(R_2 - \lambda_m)$.

Приймаючи до уваги наведені міркування, перейдемо до аналізу експериментальних залежностей (рис. 7, б). Із збільшенням деформації нестискуваної еластичної оболонки, незалежно від стану поверхонь передатне відношення збільшується, або інакше кажучи, ведений циліндр обертається повільніше, що узгоджується з наведеним вище аналізом. При цьому передатне відношення більше одиниці (при номінально рівних діаметрах циліндрів). Співставлення залежностей 1 і 2 свідчить, що зменшення сил тертя в зоні контакту внаслідок змазування призводить: а) до зменшення ділянки зчеплення і б) до збільшення відносного зміщення ділянки зчеплення внаслідок необхідності переборення сил тертя в опорах веденого циліндра (на експериментальному стенді ведений жорсткий циліндр встановлено на опори ковзання).

Таке зміщення (пробуксовування) на ділянці зчеплення має цілком закономірне пояснення. Розглядаючи дію сил на рис. 8 і виходячи із умов рівності потужності на ведучому 1 і веденому 2 циліндрах, можемо записати:

$$M_1 \omega_1 = (M_k + M_{\omega 2}) \omega_{\phi}, \quad (50)$$

де $M_1 = P_{зч} f_{\text{пр}} R_1$ — момент, що передається через силу тертя на ділянці зчеплення, $P_{зч}$ і $f_{\text{пр}}$ — зусилля і коефіцієнт тертя на цій ділянці (див. формулу 11);

$M_k \approx (P'_k + P''_k) R_2 f_{\text{пр}}$ — момент від сил тертя (на двох ділянках (a'_k і a''_k) пружного ковзання, P'_k і P''_k — нормальні сили на цих ділянках;

$M_{02} = (P'_k + P_{зч.} + P''_k) f_{02} r_{ц2}$ – момент від сил тертя в опорах веденого циліндра, f_{02} і $r_{ц2}$ – коеф. тертя в опорах і радіус цапфи. Із (50), підставляючи значення складових, отримаємо вираз для передатного відношення фрикційної пари:

$$u_{\phi} = \frac{\omega_1}{\omega_{\phi}} = \frac{M_k + M_{02}}{M_1} = \frac{(P'_k + P''_k) f_{цр} R_2 + (P'_k + P_{зч.} + P''_k) f_{02} \cdot r_{ц2}}{P_{зч.} f_{цр} R_1} =$$

$$= j u_i + (j+1) f_b m, \quad (51)$$

де $j = \frac{P'_k + P''_k}{P_{зч.}}$; $u_i = \frac{R_2}{R_1}$ – ідеальне передатне відношення;

$m = \frac{r_{ц2}}{R_1}$; $f_b = \frac{f_{02}}{f_{цр}}$ – приведений коефіцієнт тертя в зоні контакту, див.

формулу (11).

Таким чином, крім названих раніше факторів (геометричних параметрів, властивостей матеріалу оболонки та її деформації) передатне відношення залежить також від тертя в опорах $f_{оп}$ і в зоні контакту $f_{цр}$. Воно залежатиме і від можливого зовнішнього моменту, якщо він передаватиметься через фрикційну передачу.

Зміна швидкості обертання фрикційної пари не порушує характеру залежності $u_{\phi} = f(\lambda_m)$. В діапазоні частот обертання 100–400 об/хв., незалежно від того чи поверхні сухі, чи змащені, дана залежність змінюється незначно, хоча певна закономірність очевидна – з збільшенням швидкості обертання $u_{\phi} = f(\omega_1)$ має тенденцію до зростання. Це слід пояснити певним збільшенням буксування поверхонь на ділянці зчеплення, що є наслідком зростання крутного моменту від сил тертя в опорах веденого циліндра, так і внаслідок запізнення відновлення деформації оболонки (післядії).

Дослідження передатного відношення фрикційної пари, в якій ведений циліндр покритий м'якою пінополіуретановою оболонкою, товщиною 12 мм, для якої коефіцієнт Пуассона $\mu \rightarrow 0$. Результати свідчать, що з збільшенням максимальної деформації передатне відношення збільшується. Це означає, що ведений циліндр обертатиметься скоріше і точка дотику центрід $R_{ц}$ наблизатиметься до радіуса жорсткого циліндра. Це пояснюється стискуваністю матеріалу, м'якістю і невидавлюваністю його за межі безпосередньої площини контакту. Аналогічно

до попереднього на рис. 9,а приведена схема напружено-деформованого стану пінополіуретанової оболонки, а на рис. 9,б – результати експериментального дослідження $u_{\phi} = f(\lambda_m)$: 1 – при сухих контактуючих поверхнях, 2 – при змащенні фарбою і 3 – мінімальних граничних значень, розрахованих за формулою (49). Залежності 1 і 2 повинні лежати в межах граничної величини u_{ϕ} , зображеної прямою 3. Але, враховуючи, що на стенді ведучим був циліндр еластичний (з м'якою оболонкою), то на ділянці зчеплення створювалась недостатня сила тертя і виникало пробуксовування приблизно однакової величини на всьому діапазоні зміни максимальної деформації λ_m .

Із графіків випливає, що зменшення передатного відношення внаслідок пробуксовування становить $u_{\text{пр}} \approx 0,015$. Тоді абсолютна величина пробуксовування за період одного оберту (при $q_1 = R_1$)

$$s_{\text{пр}} = 2\pi q_1 u_{\text{пр}} = 2\pi \cdot 80 \cdot 0,015 = 7,54 \text{ мм.}$$

Дослідження передатного відношення фрикційної пари з знімним декелем здійснювалось на тому ж експериментальному стенді, але з іншим декельним циліндром (рис. 10, а). Він складався із двох частин 1 – 2, закріплених на спільному валі 3 і повернутих своїми виїмками в протилежні сторони. Декель 1 затискувався між двома пластинами 5 – 6 і натягувався з допомогою динамометричного ключа гвинтовою передачею 7 з шарнірною опорою для вирівнювання зусилля натягу. Така конструкція забезпечила неперервний контакт між циліндрами. В місцях кріплення декеля цей контакт здійснювався тільки на половині твірної циліндрів. Для вичленення двох кутів, що відповідають зонам кріплення декеля на циліндрі, була перекрита певна однакова кількість впадин на лічильних дисках двох циліндрів. Все це дало можливість використати той же перевірений метод дослідження передатного відношення, який використовувався для фрикційної пари з неперервними поверхнями.

Для співставлення результатів цього дослідження з попередніми, використовуємо так зване відносне передатне відношення, введене Л. К. Белозерським

$$u_{\text{в}} = \frac{u_{\phi}}{u_i} = \frac{u_{\phi}}{R_{\text{ел}}} \cdot R_{\text{ж}}, \quad (51-1)$$

де $u_i = \frac{R_{\text{ел}}}{R_{\text{ж}}}$ – ідеальне передатне відношення, u_{ϕ} – фактичне передатне відношення на підставі експериментів. $u_{\text{в}}$ зручне для визначення правиль-

ного співвідношення діаметрів циліндрів конкретної машини з використанням експериментальних даних. При цьому приймаємо, що відносні передатні відношення, при заданому декелі і його максимальній деформації, на стенді і машині однакові:

$$u_{в, ст} = u_{в, м} = \frac{u_{фм}}{R_{ел, м}} R_{ж, м},$$

$$\text{звідки } R_{ел, м} = \frac{u_{фм}}{u_{в, ст}} \cdot R_{ж, м}. \quad (51-2)$$

Передатне відношення фрикційної пари друкарського апарата на машині повинно дорівнювати передатному відношенню зубчатої передачі. Радіус жорсткого циліндра визначається однозначно форматом паперу. Наприклад, при $u_{фм} = u_3 = 1$ радіус еластичного циліндра (в нездеформованому стані)

$$R_{ел, м} = \frac{R_{ж, м}}{u_{в, ст}},$$

де $u_{в, ст}$ – відносне передатне відношення фрикційної пари на стенді.

На рис. 10,6 представлені результати дослідження $u_{в} = f(\epsilon)$ при різних частотах обертання з наявністю фарби в зоні контакту і з офсетним декелем товщиною $\delta = 3,9$ мм, що складався із двох гумовотканевих пластин ДК. По осі ординат відкладені значення відносного передатного відношення, а по осі абсцис – максимальна деформація декеля в % (при 4% абсолютна деформація становила 0,195 мм).

Аналіз графіків свідчить, що при застосуванні офсетного декеля передатне число дуже чутливе до величини зовнішнього навантаження, зокрема, до тертя в опорах веденого циліндра (на стенді застосовувалися опори ковзання без циркульованого змазування). Цим і пояснюється розсіювання експериментальних даних, які утворюють своєрідне кореляційне поле. Усереднена крива показує, що із збільшенням деформації декеля значення $u_{в}$ зменшуються, що свідчить про стискуваність матеріалу декеля. Але, як і в попередньому випадку, має місце значне пробуксовування в зоні контакту.

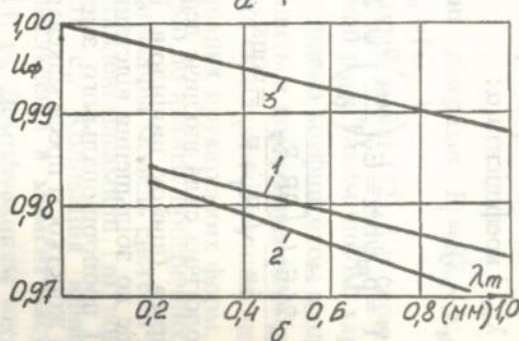
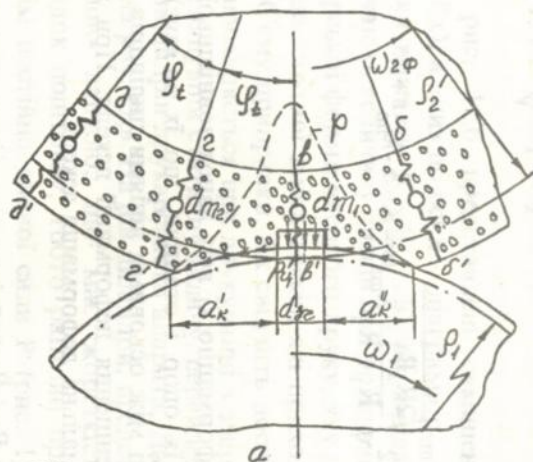


Рис. 9. Деформація в зоні контакту пінополіуретанової оболонки та залежності $U_\phi = f(\lambda_m)$.

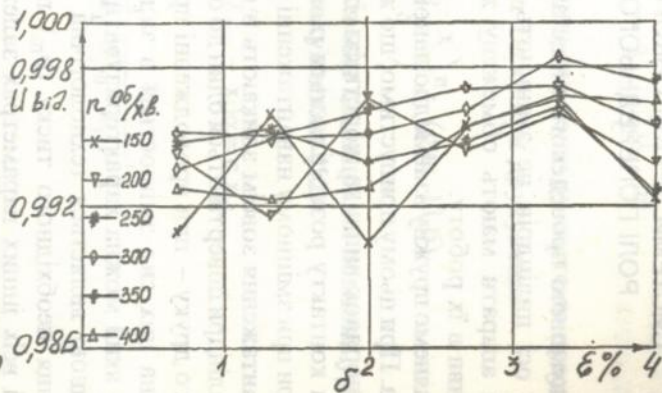
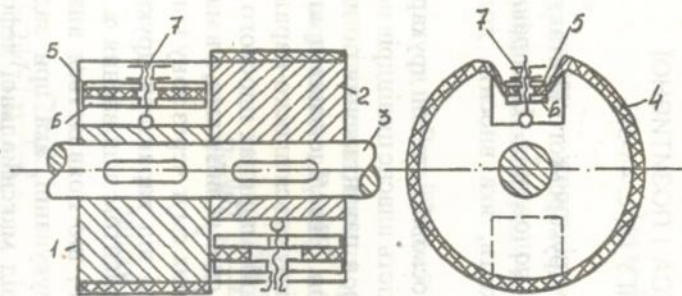


Рис. 10. Дослідження передатного відношення фрикційної пари із змінним декелем: а) схема декельного циліндра, б) залежності $U_\phi = f(\lambda_m)$

Глава 5. ДОСЛІДЖЕННЯ НАПРУЖЕНОГО СТАНУ СИСТЕМИ ДРУКАРСЬКОГО ПРЕСА І ПОЗИТИВНОЇ РОЛІ ПОПЕРЕДНЬОГО НАТЯГУ [2, с. 44-58]

Передумовою проведеного вище аналізу друкарського контакту було те, що осі циліндрів не змінюють свого положення. Насправді друкарські апарати мають обмежену жорсткість, яка вносить додаткові корективи в їх роботу.

Розглянемо пружну взаємодію ланок в міжосьовій площині друкарського апарата. При цьому припустимо, що жорсткість власне циліндрів не менш ніж на порядок вища за жорсткість їх цапф, а навантаження по довжині смужки контакту розподіляється рівномірно. Внаслідок цих припущень циліндри при змінному навантаженні переміщуються плоско-паралельно. Ці навантаження зовсім зникають в офсетних машинах плоского друку, коли циліндри повертаються один до одного своїми виїмками, а в машинах високого друку – при проходженні пробільних смуг через зону контакту. Величина цих сил змінюється в залежності від характеру друкарської форми, який можна характеризувати коефіцієнтом заповнення α .

Вихідною являється технологічна сила P , що появляється внаслідок створення необхідного тиску (p_m) при друкуванні, яка при заданому декелі і всіх інших параметрах залежить від максимальної деформації декеля λ_{im} і коефіцієнта α :

$$P = p_m \psi b / \alpha = E_y \left(\frac{\lambda_{im}}{\delta} \right)^n \psi l 2 \sqrt{\frac{2R_1 R_2}{R_1 + R_2}} \lambda_{im} \alpha = K \cdot \alpha \cdot \lambda_{im}^{n+0,5} \quad (52)$$

$$\text{де } K = \frac{2\psi E_y l}{\delta^n} \sqrt{\frac{2R_1 R_2}{R_1 + R_2}} = \text{const.}$$

Технологічна сила викличе деформацію x_1 всіх ланок зовнішньої системи преса (шийок циліндрів, їх опор і станини, що їх зв'язує), що призведе до збільшення відстані між осьовими лініями циліндрів (рис. 11, а) і пропорціонального зменшення деформації декеля. При абсолютній жорсткості преса максимальна деформація декеля

$$\lambda_0 = R_1 + R_2 - a_w$$

Внаслідок деформації преса вона зменшиться до величини

$$\lambda_{im} = \lambda_0 - x_i = \lambda_0 - \frac{P_{1i}}{c_1}, \text{ де}$$

$$c_1 = \frac{P_i}{x_i} = \text{tg} \gamma_1 - \text{жорсткість зовнішнього контуру системи преса.}$$

Відповідно зменшиться і величина тиску при друкуванні

$$\text{з } P_{om} \text{ до } P_{xm} = E_y \left(\frac{\lambda_0 - x}{\delta} \right)^n \quad (\text{рис. 11,б})$$

Технологічна сила, що створюється між циліндрами повинна урівноважуватись реакцією: $P_i = P_{1i}$, або з урахуванням (52)

$$P_{im} \psi / 2 \sqrt{\frac{2R_1 R_2}{R_1 + R_2}} (\lambda_{om} - x_i) \alpha = c_1 x_{1i},$$

$$\text{звідки } P_{im} = \frac{c_1}{K_1} \cdot \frac{x_{1i}}{\alpha (\lambda_0 - x_{1i})}, \quad (53)$$

$$\text{де } K_1 = 2\psi l \sqrt{\frac{2R_1 R_2}{R_1 + R_2}}.$$

На рис. 11,б представлені суміщені діаграми $P_i = f(\lambda_0 - x_{1i})$, (α) і $P_1 = f(x)$, а вниз по осі x - діаграма $p_{xm} = f(\lambda_m)$.

Точки перетину K_1, K_2, \dots, K_x відповідають умові (52), і в свою чергу визначають величину тисків при друкуванні p_{xm} . Таким чином, характер друкарської форми високого друку, яку оцінено коефіцієнтом α , призводить до істотної зміни тисків, які приходиться компенсувати збільшенням об'єму приправки. Як свідчить досвід експлуатації машин, це особливо проявляється при друкуванні з змішаних друкарських форм.

Розглянувши статичну задачу, перейдемо до аналізу поперечних коливань циліндрів друкарського апарата. Динамічна модель системи зображена на рис. 11,в. На ній циліндри, представлені масами m_1 і m_2 пов'язані пружною ланкою, що має жорсткість c_1 . Коливання виникають внаслідок поштовху, тобто раптово прикладеної в момент часу $t = \tau$, а потім постійно діючої сили P (рис. 11, г). Демпфуванням опор при поперечних коливаннях циліндрів нехтують, а демпфуючий вплив декаля представлений в'язкістю μ .

Така модель описується неоднорідним лінійним диференціальним рівнянням з одним ступенем вільності. Для спрощення спочатку розглянемо вільні коливання без в'язкого опору.

Розглядаючи переміщення мас m_1 і m_2 по осі x можемо записати:

$$m_1 \ddot{x}'_1 + c_1(x'_2 - x'_1) \text{ і } m_2 \ddot{x}'_2 = -c_1(x'_2 - x'_1),$$

$$\text{або: } \ddot{x}'_1 = \frac{c_1}{m_1}(x'_2 - x'_1) \text{ і } \ddot{x}'_2 = -\frac{c_1}{m_2}(x'_2 - x'_1).$$

Позначивши $(x'_2 - x'_1) = x_p$, а $\ddot{x}'_2 - \ddot{x}'_1 = \ddot{x}_1$ і віднімаючи почленно наведені вирази, запишемо:

$$\ddot{x}_1 + c \frac{m_1 + m_2}{m_1 m_2} x_1 = 0 \quad (54)$$

Рівняння (54) запишемо у стандартному вигляді

$$\ddot{x}_1 + p^2 x_1 = 0, \quad (55)$$

$$\text{де } p = \sqrt{\frac{c_1}{m_{\text{пр}}}} = \sqrt{\frac{c_1(m_1 + m_2)}{m_1 m_2}} \text{ — частота власних коливань.}$$

Таким чином, можна оперувати не окремими масами циліндрів, а введеною — $m_{\text{пр}}$. Тоді основне рівняння вимушених коливань моделі, представленої на рис. 11, в, набуде вигляду

$$m_{\text{пр}} \ddot{x}_1 + \mu \dot{x}_1 + c_1 x_1 = P(t), \quad (56)$$

або, розділивши почленно на $m_{\text{пр}}$, рівняння (56) перепишемо у зручному для розв'язання вигляді:

$$\ddot{x}_1 + 2n \dot{x}_1 + p^2 x_1 = \frac{P}{m_{\text{пр}}}(t), \quad (57)$$

$$\text{де } \frac{\mu}{m_{\text{пр}}} = 2n \text{ і } p = \sqrt{\frac{c_1}{m_{\text{пр}}}} \text{ — власна частота вільних коливань.}$$

Рішення (57) складатиметься із суми розв'язку однорідного диференціального рівняння і окремого розв'язку з правою частиною.

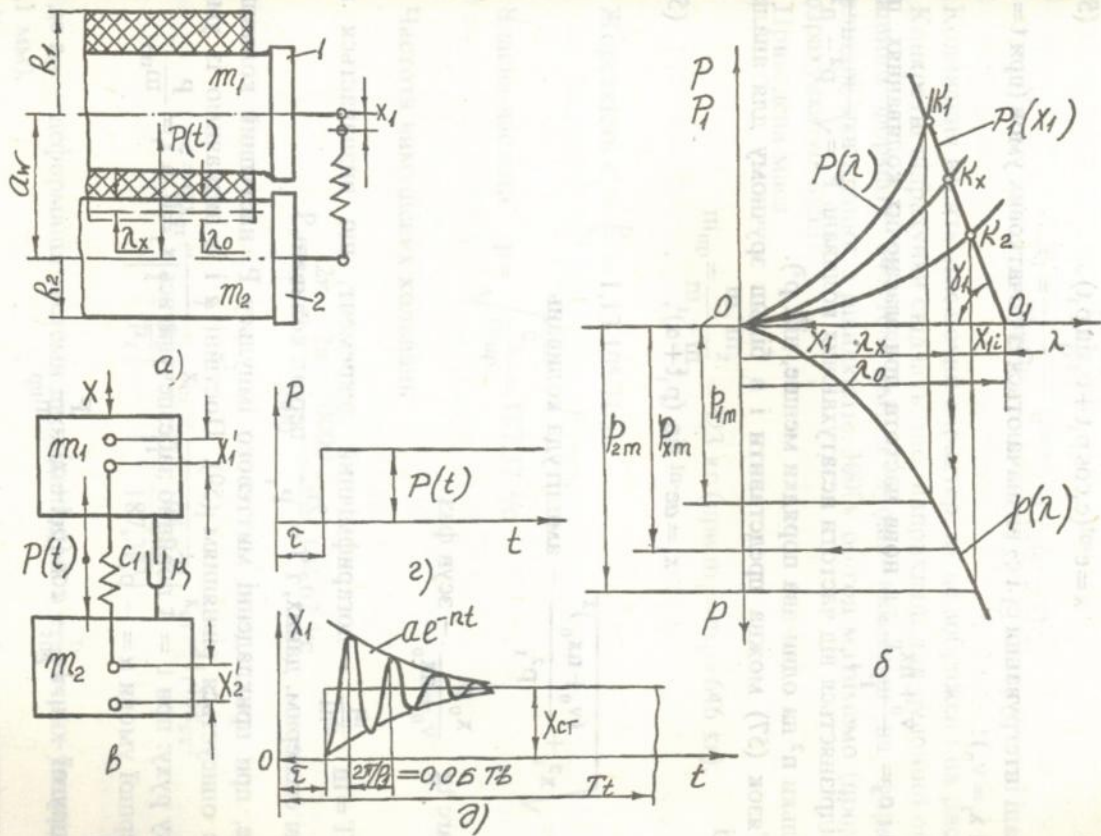


Рис.11. Пульсація сил в нормальній площині ротaційного друкарського апарaта.

При $p^2 > n^2$ загальний розв'язок (57) вільних коливань з в'язким опором (без правої частини) можна записати у вигляді

$$x = e^{-nt}(c_1 \cos p_1 t + c_2 \sin p_1 t), \quad (58)$$

де сталі інтегрування c_1 і c_2 визначаються із початкових умов (при $t = 0$: $x_1 = x_0$ і $\dot{x}_1 = v_0$):

$c_1 = 0$ і $c_2 = \frac{v_0 + nx_0}{P_1}$, а нова частота при згасаючих коливаннях, що мало відрізняється від частоти незатухаючих коливань $P_1 = \sqrt{p^2 - n^2}$ (оскільки n^2 на один-два порядки менше, ніж p^2).

Розв'язок (57) можна представити і в більш зручному для аналізу вигляді

$$x_1 = a e^{-nt} \sin(p_1 t + \alpha), \quad (59)$$

де $a = \sqrt{x_0^2 + \frac{(v_0 + nx_0)^2}{p_1^2}}$ — амплітуда коливань

$\alpha = \arctg \frac{x_0 p_1}{v_0 + nx_0}$ — зсув фаз

$\delta = nT = \ln \frac{a_i}{a_{i+1}}$ — логарифмічний декремент, що визначається на підставі експерим. даних, і $T = \frac{2\pi}{P_1}$ — період коливань.

Отже, при прикладенні миттєвого імпульсу P_1 наступний коливний процес описується рівнянням (59). Постійні a і α визначимо із умов початку руху: при $t = \tau$ повинно забезпечуватись $x_1 = 0$, а $\dot{x}_1 = \frac{P}{m_{пр}}$.

Із першої умови $\alpha = -p_1 \tau$

а із другої — $\dot{x}_1 = \frac{a}{e^{n\tau}} \cos(p_1 t + \alpha) = \frac{P}{m_{пр}}$

звідки $a_1 = \frac{P e^{n\tau}}{m_{пр} p_1}$.

Підставляючи значення α і a в (59) отримаємо закон коливань, що виникають внаслідок імпульсу сили

$$x_1 = \frac{P}{m_{\text{пр}} p_1} \cdot e^{-\alpha(t-\tau)} \sin p_1(t - \tau) \quad (60)$$

Колівання носять згасаючий характер, як це зображено на рис. 11.

Конкретні підрахунки свідчать, що, наприклад, для рулонної офсетної машини формату 84×108 (см) з двома виїмками на формовому циліндрі, яка працює з швидкістю 30000 об/год матимемо (проміжкові розрахунки упушені):

Приведена маса

$$m_{\text{пр}} = \frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2} = 323 \text{ кг (при } m_1 = m_2 = 646 \text{ кг)}.$$

$$\text{Жорсткість } c_1 = \frac{P}{x_1} = 1,13 \cdot 10^8 \text{ Н/м.}$$

$$\text{Власна частота } p = \sqrt{\frac{c_1}{m_{\text{пр}}}} = 187,37 \text{ } 1/\text{с}$$

Частота вимушених коливань

$$p_1 = \frac{2\pi}{\tau} = \frac{2\pi \cdot 30000 \cdot 2}{3600} = 104,67 \text{ } 1/\text{с}$$

$$a = \varphi x_{\text{ст}} = \frac{1}{\left|1 - \frac{p_1^2}{p^2}\right|} x_{\text{ст}} = \frac{1}{\left|1 - \frac{104,67^2}{187,37^2}\right|} x_{\text{ст}} = 1,45 x_{\text{ст}},$$

де $x_{\text{ст}}$ – деформація системи двох циліндрів в статичних умовах ($x_{\text{ст}} \approx 0,1$ мм).

Для машин високого друку цього ж формату (напр. машини «Книга-84») в якій вісім пробільних смуг по колу формового циліндра при швидкості 14000 об/год частоти вільних і вимушених коливань приблизно однакові. Це вказує на недоцільність експлуатації машини на цій паспортній швидкості. Її необхідно на 20-30% збільшити або зменшити.

Перейдемо до розгляду ролі попередньо напруженого стану системи друкарського преса. Такий напружений стан створюється між опорними кільцями 1, 2 (рис. 11,а) циліндрів у положенні, коли вони повернуті один до одного своїми виїмками (або при відсутності форми чи декаля). Створення деформації опорних кілець x_2 (внутрішній контур) призводить до зближення циліндрів, в той час як збільшення деформації зовнішнього контура призводить до віддалення циліндрів. На рис. 12,а представлена динамічна модель, а на рис. 12,б – графіки напруженого стану системи друкарського преса при наявності попереднього натягу.

При наявності попереднього натягу величиною P_0 до початку друкування (точка m на рис. 12,б) умова рівноваги стиснених матиме вигляд:

$$P_1 = P_2 = P_0, \text{ або } c_1 x_{10} = c_2 x_{20} = P_0, \quad (61)$$

де $c_2 = \frac{P_0}{x_{10}} = \text{tg} \gamma_1$ – жорсткість зовнішнього контура системи.

$c_2 = \frac{P_0}{x_{20}} = \text{tg} \gamma_2$ – жорсткість внутрішнього контура (опорний кінець циліндрів) системи.

Попередній натяг зникне при $x_{1i} = x_{10} + x_{20}$, тобто коли технологічне зусилля між циліндрами досягне

$$P_i \rightarrow P_m = c_{\text{пр}} x_{20},$$

де, з врахуванням (61), приведена жорсткість

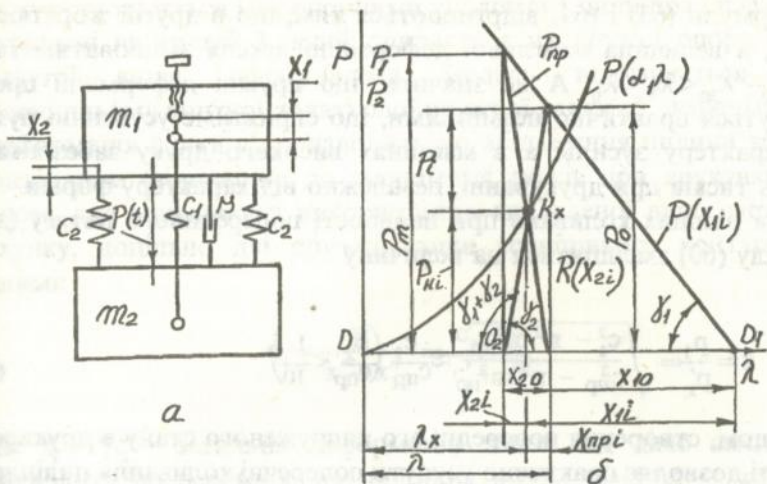
$$c_{\text{пр}} = \frac{P_m}{x_{20}} = \frac{(x_{10} + x_{20})}{x_{20}} c_1 = c_1 + c_2 = \text{tg}(\gamma_1 + \gamma_2). \quad (62)$$

Всі інші проміжкові значення технологічного зусилля будуть визначатися точкою перетину залежностей $P(\lambda_x)$ і $P_{\text{пр}}(x_{\text{пр}})$ (K_x на рис. 12, б) і дорівнюватимуть

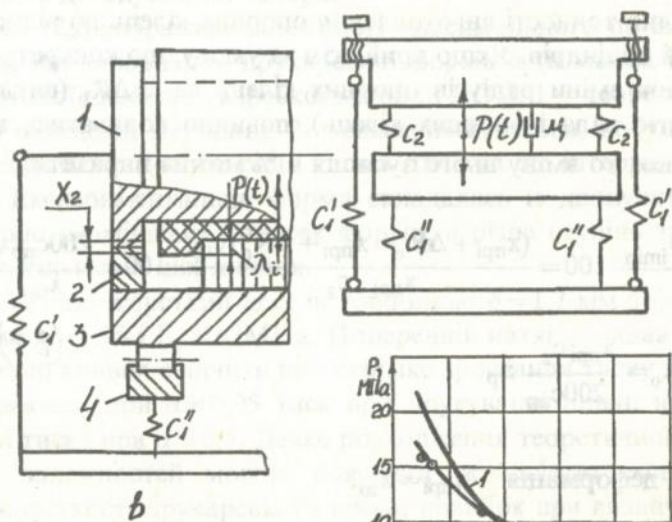
$$P_i = c_{\text{пр}} x_{\text{пр}i} \quad (63)$$

Підставляючи значення P_i із (53) в формулу (63), знайдемо тиск при друкуванні

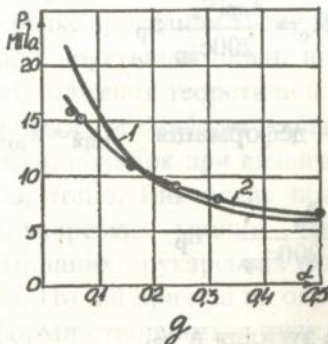
$$P'_{\text{ім}} = \frac{c_{\text{пр}}}{K_1 \alpha} \frac{x_{\text{пр}i}}{\lambda_0 - x_{\text{пр}i}} \quad (64)$$



a



b



g

Рис.12. Пульсація сил в друкарському апараті при наявності попереднього натягу.

Отже, формули (63) і (64) відрізняються тим, що в другій жорсткість $C_{\text{пр}} > 10C_p$, а величина можливої деформації декеля змінюватиметься в межах $\lambda_0 - \lambda_{20} < \lambda_x < \lambda_{\sigma}$. А це значить, що пружні деформації преса залишатимуться практично незмінними, що сприятиме усуненню пульсуючого характеру зусиль, а в машинах високого друку забезпечить стабільність тисків при друкуванні, незалежно від характеру форми.

Амплітуда вільних коливань при наявності попереднього натягу (дивись формулу (60)) зменшиться на величину

$$z = \frac{P_1}{P_1'} = \sqrt{\frac{c_1^2 - n^2 m_{\text{пр}}^2}{c_{\text{пр}}^2 - n^2 m_{\text{пр}}^2}} \approx \frac{c_1}{c_{\text{пр}}} \left(\frac{c_2}{c_{\text{пр}}} < \frac{1}{10} \right) \quad (65)$$

Таким чином, створення попереднього напруженого стану в друкарському апараті дозволяє практично усунути поперечні коливання циліндрів у процесі роботи.

Оцінімо вплив точності виготовлення опорних кілець по відношенню осьовних ліній циліндрів. Якщо прийняти за умову, що конкретне зусилля P_i , внаслідок зміни радіусів опорних кілець на $\pm \Delta R_0$ (викликаною ексцентричністю вала і опорних кілець), повинно коливатись в межах $P_{i\text{min}} \leq P_i \leq P_{i\text{max}}$, то зміну цього зусилля в % можна виразити:

$$n_p = \frac{P_{i\text{max}} - P_{i\text{min}}}{P_i} \cdot 100 = \frac{(x_{\text{прі}} + \Delta R_0 - x_{\text{прі}} + \Delta R_0) c_{\text{пр}}}{x_{\text{прі}} \cdot c_2} \cdot 100 = \frac{200 c_{\text{пр}} \Delta R_0}{x_{\text{прі}} \cdot c_2}, \quad (66)$$

звідки $\Delta R_0 = \frac{x_{\text{прі}} c_2}{200 c_{\text{пр}}} n_p$

При $P_i = P_m$ - деформація $x_{\text{прі}} = x_{20}$.

Тоді $\Delta R_0 = \frac{P_0}{200 c_{\text{пр}}} \cdot n_p$.

де n_p - зміна зусилля в %.

На завершення розглянемо специфіку плоскодрукарського апарата. На рис. 12, в і г представлені відповідно схема і динамічна модель напруже-

ного стану системи преса плоскодрукарського апарата. Попередній натяг тут створюється між опорними кільцями 1 циліндра і планками 2, що закріплені на талері 3, який опирається на пружні опори 4. Від розглянутої вище, представлена модель відрізняється наявністю в зовнішньому контурі додаткової пружної ланки c_1'' , деформація якої, як і деформація ланки c_1' , призводить до збільшення щільності між талером і циліндром (відповідно до зменшення тисків при друкуванні). Таким чином, для можливості використання викладеної вище методики розрахунку, доцільно дві пружні ланки зовнішнього контуру замінити однією:

$$c_1 = \frac{P}{x_1' + x_1''} = \frac{c_1' \cdot c_1''}{c_1' + c_1''} \quad (67)$$

де $x_1' = P/c_1'$ – загальна деформація ланок під дією сили $P(t)$, що призводить до переміщення циліндра вгору, $x_1'' = P/c_1''$ – те ж, але що призводить до опускання талера.

На рис. 12,д зображені залежності максимального по ширині смужки тиску p_m від заповнення друкарської форми α (в межах контакту) для двообертової плоскодрукарської машини ДПП: 1 – теоретична, підрахована по наведеній методиці, 2 – експериментальна, побудована на базі тензOMETричного дослідження тисків для тих же інтервалів заповнення форми. Експериментальна форма складалась із двопунктових лінійок, рівномірно розміщених поперек форми, а різна ступінь заповнення досягалась кількістю цих лінійок.

Використано жорсткий декель товщиною $\delta = 1,7$ мм з фізичними константами $\nu = 1,96$ і $E_y = 67$ МПа. Попередній натяг складав $P_0 = 10$ кН.

Характер кривих свідчить про стрімке зростання тиску при зменшенні α . Наприклад, при $\alpha = 0,05$ тиск при друкуванні більш ніж у два рази більший тиску при $\alpha = 0,5$. Деяке розходження теоретичної і експериментальної залежностей можна пояснити складністю експериментів по оцінці жорсткості друкарського преса, похибок при визначенні фізичних сталих декеля, вимірюванні тисків, тощо. Викладене підтверджується практикою експлуатації плоскодрукарських машин. Найбільш трудомісткою являється приправка змішаних друкарських форм, для яких α змінюється в широкому діапазоні. По цій причині на окремі елементи, або перші і останні строки смуг форми створюється тиск, що набагато перевищує необхідний.

Глава 6. СПЕЦИФІКА МЕХАНІКИ ДРУКАРСЬКОГО КОНТАКТУ ПЛОСКОДРУКАРСЬКОГО АПАРАТА [1, 2, 3, 5, 6, 7, 10, 12, 13]

Внаслідок вичерпання можливостей свого розвитку плоскодрукарські машини (ПДМ) поступились місцем ротаційним машинам. Проте велика кількість цих машин продовжує використовуватись на виробництві, а деякі заводи – їх випуск. Враховуючи сказане, роботи по удосконаленню ПДМ оправдані з точки зору нормалізації технологічного процесу в період їх експлуатації.

Забезпечення високої якості друку і максимально можливої продуктивності перш за все пов'язані з роботою друкарського апарата. Це пояснюється необхідністю точної синхронізації переміщення робочих органів – талера (Т) і циліндра (Ц) в період їх друкування, які здебільшого пов'язані між собою розгалуженою системою пружних ланок у складі одного чи двох циклових механізмів [2], що являється специфікою плоскодрукарського апарата. Інші розглянуті вище явища властиві і плоскодрукарським апаратам.

Крім науковців кафедри поліграфічних машин Української академії друкарства дослідженням динаміки ПДМ займалось багато вчених. Серед них слід виділити дослідження І. Ф. Батіщева і І. Ш. Герценштейна, Л. Ф. Зірзака, Ю. В. Косінова. Зблоковані циклові механізми, до яких можна віднести і приводи плоскодрукарських апаратів, досліджені А. І. Петруком.

Друкарські апарати ПДМ можна розділити на дві групи (рис. 13): а) з рівномірною і б) з змінною швидкістю друкування*. Але, незалежно від типу ПДМ, швидкості Т і Ц до початку і в період друкування повинні бути однаковими. В машинах першої групи, в яких Ц може виконувати один (однообертів), або два (двообертів) оберти за цикл, синхронний рух талера масою m_T і циліндра з моментом інерції I_C (рис. 13,а) до початку друкування (на ділянці ϕ_0 , сх.б) досягається з допомогою зубчатої рейки 1 на талері і зубчатого сектора 2 на циліндрі. Однак, внаслідок податливості ланок привода (головним чином талера) виникають пружні коливання, що призводять до десинхронізації переміщень Т і Ц в цей період. Це супроводжується ударами в зубчатій передачі, викликаючи нерідко ламання зубців.

На рис. 13 (сх.б і в) зображені діаграми швидкостей Т і Ц і спрощена

*Мова йде про характер швидкості ідеального механізму (при $\omega_{2л} = \text{const}$). Фактично нерівномірність ходу ПДМ складає: 10-12% – для першої групи і 20-45% – для другої групи.

динамічна модель системи привода, а на рис. 14, а – типова осцилограма крутних моментів на валу кривошипа машини ПД-3, записана на швидкості 47,3 ц/хв. Із останньої видно, що в період друкування (тобто, в період рівномірної швидкості) відбуваються крутильні коливання вала, який являється послідовною ланкою в кінематичному зв'язку талера і циліндра, внаслідок чого проходить пульсація енергії між m_T і $I_{Ц}$ (сх. в). В процесі друкування це явище викликає так зване динамічне дроблення друку, що проявляється у вигляді здвоєння елементів зображення на початку і в кінці друкарських смуг. В наведеній осцилограмі крутильні коливання мають згасаючий характер і відбуваються як в період холостого так і в період робочого ходу талера, що пояснюється виключенням натиском, коли Ц постійно не контактував з Т. При цьому крутильні коливання співрозмірні з амплітудою вимушених коливань що, як свідчать наші дослідження, є наслідком близькості частот вимушених і вільних коливань системи (з співвідношенням $\approx 1:3$). При включеному натиску ці крутильні коливання локалізуються зубчатою парою, або внаслідок тертя між опорними кільцями циліндра і шланками талера, у випадку створення попереднього натягу між ними. В результаті досліджень рекомендована необхідна величина попереднього натягу в двооберткових машинах типу ПД і оригінальний гідравлічний прилад для створення і контролю величини натягу.

Ще більш складною з точки зору динаміки є система привода друкарського апарата другої групи – стопциліндрових, однооберткових і двооберткових, діаграми швидкостей Т і Ц яких і спрощена динамічна модель представлені на рис. 13 (сх. г і д). На рис. 14 зображені осцилограми крутних моментів на валах кривошипів ПДМ цієї групи: ПС-А2 (сх. б), знята на швидкості 72,3 ц/хв і Уранія DSK (сх. в), знята на швидкості 54,8 ц/хв. Для привода талера в цих машинах частіше використовуються одно- або двокривошипно-повзунні механізми з мультишлікатором – одинарним чи ступінчастим зубчатим скатом (функція $\Pi_1(\varphi)$). Привод циліндра змінює свою структуру: в період друкування Ц приводиться від зубчатих рейок талера, а на решті циклу – від власного механізму (кулачково-кулісного, кулачково-зубчатого або некруглих зубчатих коліс, функція $\Pi_2(\varphi)$). На перехідних ділянках (розгону φ_0 і вибігу φ_B циліндра) взаємодіють обидва приводи, тобто Ц являється веденою ланкою привода талера і власного механізму). Для цих періодів характерна пульсація енергії між m_T і $I_{Ц}$ (сх. д), що супроводжується ударами і викликає інтенсивний знос найбільш навантажених ланок.

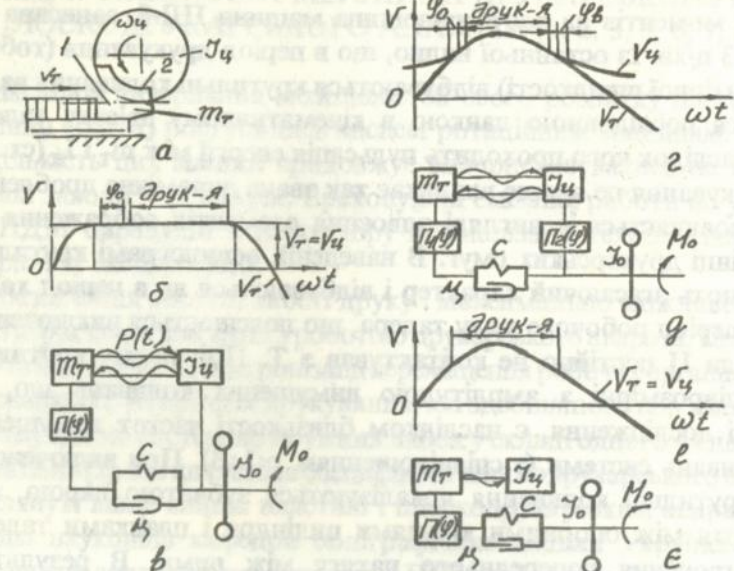


Рис. 13. Діаграми швидкостей талера і циліндра та динамічні моделі приводів ПДА

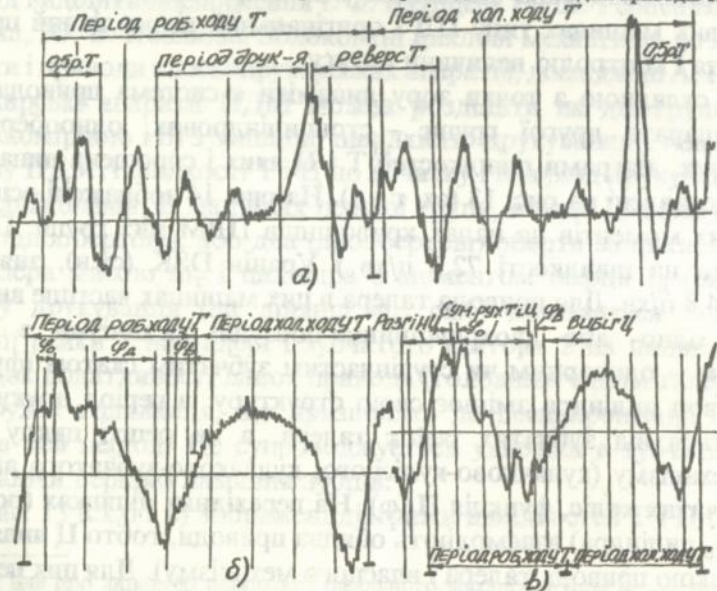


Рис. 14. Осцилограми крутих моментів на валах кривошипів машин: ПД-3 (сх. а), ПС-А2 (сх.б) і Уранія ДСК (сх. в).

Величина цих навантажень істотно залежить від точності виготовлення і регулювання взаємодії двох механізмів. Ці коливання більш наглядно ілюструються осцилограмами прискорень талера і циліндра, що записувались спеціально сконструйованими акселерометрами. На підставі аналізу таких осцилограм можна забезпечити оптимальне налагодження (виставку зубчатих секторів і рейок) взаємодії двох механізмів в основному діапазоні робочих швидкостей, що може бути здійснено в заводських умовах (на складальних стендах).

Найбільш сприятливою з точки зору покращення динаміки і багатьох інших факторів являється схема привода Т і Ц від єдиного механізму (див. динамічну модель на сх. е). Це ПДМ з реверсивним рухом циліндра, який своїми зубчатыми вінцями постійно взаємодіє з рейками талера. Передача енергії до друкарського апарата в даному випадку йде одним потоком. Відносне зміщення Т і Ц в межах бокового зазору зубчато-рейкової передачі в період друкування може бути уникнуто при наявності необхідного попереднього натягу між ними. Істотним недоліком існуючих друкарських апаратів реверсивного типу являється збільшення бокового зазору в зубчатій передачі при підйомі Ц під час хлостого ходу Т. Ця особливість обмежила розповсюдження ПДМ реверсивного типу і можливість їх використання на високих швидкостях. Проте застосування оригінального зубчатого планетарного привода Ц дозволяє усунути цей недолік при умові рівності міжцентрової відстані внутрішнього зубчатого зачеплення і ексцентриситету втулки підйому циліндра. Саме реверсивний тип друкарського апарата був прийнятий нами за основу при створенні в бувшому СРСР плоскодрукарської машини ПП-70 середнього формату (70 × 100 см). Завдяки оригінальній схемі компоновки вдалось досягти багатьох переваг перед іншими типами ПДМ: зручності обслуговування всіх вузлів машини, спрощення конструкції привода друкарського апарата, відсутності форгрейфера, сприятливих умов забирання аркуша циліндром, низької швидкості виводу віддрукованого відбитку, достатньої ємності стапелів самонаклада і прийомки, технологічної простоти деталей, задовільних габаритних розмірів машини, тощо.

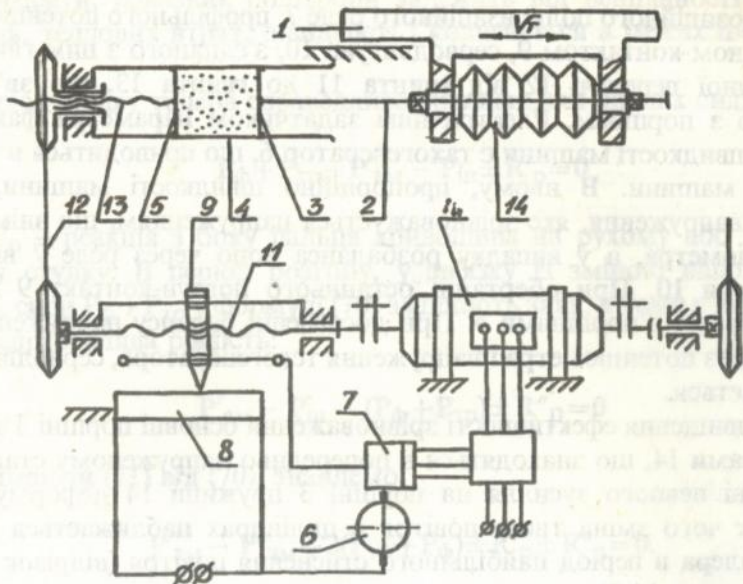
Нашим колективом разом з Сйським СКБ розроблена повна конструкторська документація на цю машину.

Зрівноважувальні пристрої, або як їх не зовсім точно називають амортизатори, в ПДМ дозволяють покращити роботу друкарського апарата і підвищити швидкохідність машин. Перші пружинні пристрої для зрівноваження сил інерції талера були затосовані Ф. Кенігом у 1812 р. на

створеній ним стопциліндровій ПДМ, а широке розповсюдження пневматичні амортизатори набули починаючи з 1880-их років на двооберт-тових машинах з приводом талера Р. Міле в США. Вони стали невід'ємною частиною цих найбільш поширених ПДМ і постійно вдосконалювались. Певної досконалості в цьому напрямку досягла фірма «Міле». Тут регулювання тиску повітря в циліндрах амортизаторів здійснюється автоматично в залежності від швидкості машини, шляхом випуску певного об'єму відсіченого поршнями повітря за допомогою клапанів, що керуються від коноїдного кулачка. Положення ролика на змінному профілю кулачка змінювалось відцентровим регулятором, який відіграє роль задатчика програми регулювання. По цьому шляху пішли конструктори Рибінського заводу поліграфічних машин при створенні двооберткової машини ПД-3.

Другим напрямком у пошуках методу регулювання тиску повітря слід визначити системи, в яких із зниженням робочих швидкостей об'єм стиснуваного повітря не зменшується, а навпаки – збільшується. Це досягається шляхом підключення до об'єму циліндрів додаткових об'ємів, які заповнюються разом з ними атмосферним повітрям, що відсікається поршнями. Шведська фірма «Тірфінг» застосовує з цією метою додатковий циліндр з підресореним поршнем, який утримується в передньому положенні за допомогою фіксатора, керованого робітником. Відсутність автоматичної дії і різкий ступінь переходу від основного об'єму до збільшеного є, безперечно, недоліком цієї системи.

Нижче описані запропоновані автоматичні регулятори амортизаторів, експериментально випробувані на двооберткових машинах ДПП, ПД-2 і ПД-3. В основу розробки цих регуляторів покладений другий напрямок регулювання: початковий, найменший об'єм відповідає максимальній швидкості роботи машини, а з її зниженням – автоматично під'єднуються до циліндрів додаткові ємності. Спочатку ці ємності були дискретними і під'єднувались золотниковим механізмом, яким керував відцентровий регулятор, зв'язаний з машиною [1, 8, 9, 26-30]. Пізніше було розроблено і випробувано на машині ПД-3 безступінчатий регулятор [31], схема якого представлена на рис. 15,а. З талером 1 плоскодрукарської машини зв'язані через штоки 2 поршні 3, що входять в нерухомі циліндри 4, які розташовані з двох сторін талера. В циліндрах розміщені додаткові рухомі поршні 5, що встановлюються в необхідне положення з допомогою автоматичної системи. Остання являє собою слідкуючу електромеханічну систему керування, що складається із тахогенератора



a

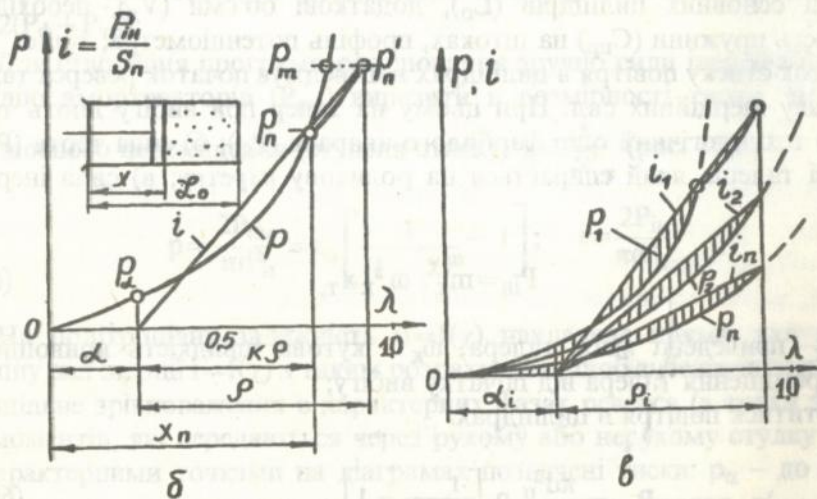


Рис.15. Безступінчастий регулятор амортизаторів (сх.а) і розрахункові схеми (сх. б і в).

6, трьохпозиційного поляризаційного реле 7, профільного потенціометра 8 з повзуном-контактом 9, серводвигуна 10, з'єданого з ним гвинта 11 і механічної передачі 12 від гвинта 11 до гвинта 13, що зв'язаний нерухомо з поршнем. Електричним задатчиком параметра фактичної робочої швидкості машини є тахогенератор 6, що приводиться в рух від привода машини. В ньому, пропорційно швидкості машини, створюється напруження, яке зрівноважується напруженням, що знімається з потенціометра, а у випадку розбаланса воно через реле 7 включає серводвигун 10. При обертанні останнього повзун-контакт 9 пересувається разом з поршнями 5. При досягненні балансу напруження, що знімається з потенціометра і напруження техогенератора, серводвигун 10 відключається.

Для підвищення ефективності зрівноваження основні поршні 3 зв'язані з пружинами 14, що знаходяться в попередньо напруженому стані. При досягненні певного зусилля на поршні 3 пружини 14 деформуються, внаслідок чого зміна тиску повітря в циліндрах наближається до сил інерції талера в період найбільшого стиснення повітря (відрізок кривої $p_{II} - p'_{II}$ на рис. 14,б).

Методика параметричного розрахунку [3] базується на оптимізації програми автоматичного регулювання, на підставі якої визначаються довжина основних циліндрів (L_0), додаткові об'єми (V_d), необхідна жорсткість пружини ($C_{пр}$) на штоках, профіль потенціометра, тощо.

Початок стиску повітря в циліндрах випереджує початок реверса талера і появу інерційних сил. При цьому на талер при вибігу діють такі сили: а) технологічний опір фарбового апарата ($P_{ф}$); б) сила тертя ($P_{тр}$) при русі талера, який спирається на роликову каретку; в) сила інерції талера.

$$P_{ін} = m_T \cdot \omega_k^2 \cdot x_T, \quad (68)$$

де m_T — приведена маса талера, ω_k — кутова швидкість кривошипа і x_T — переміщення талера від початку вибігу;

г) протитиск повітря в циліндрах:

$$P_{ам} = \frac{\pi d_{II}^2}{2} P_0 \left[\frac{1}{(1-\chi)^n} - 1 \right], \quad (69)$$

де $\chi = \frac{x}{L_0}$ — відносне переміщення поршня в циліндрі довжиною

L_0 ($0 \leq \chi < 1$), d – діаметр поршня, n – показник політропи. Як засвідчили експерименти, показник політропи залежить від щільності рухомих з'єднань, теплових втрат, швидкості і коливається в межах $n=1,25 \dots 1,35$.

В період вибігу талера справедливе рівняння для діючих сил:

$$P_{\phi} + P_{\text{тр}} + P'_{\text{ам}} - P_{\text{ін}} \pm R'_p = 0 \quad (70)$$

де R'_p – реакція з боку пальця кривошипа на рухому або нерукому кулісну ступку. В період розгону, у зв'язку із зміною напрямку руху талера, сили $P_{\phi} + P_{\text{тр}}$ у формулі (70) змінюють знак, а тому у відповідних фазах справедлива рівність:

$$P'_{\text{ам}} - P_{\text{ін}} - (P_{\phi} + P_{\text{тр}}) \pm R''_p = 0 \quad (71)$$

Віднімаючи (71) від (70), знайдемо:

$$P'_{\text{ам}} - P''_{\text{ам}} + 2(P_{\text{тр}} + P_{\phi}) \pm R'_p \pm R''_p = 0. \quad (72)$$

Таким чином, ступінь зрівноваженості в період вибігу і розгону талера в період реверса неоднакова внаслідок несиметричності діаграми при стиску і розширенні повітря, а також складової сил $-2(P_{\phi} + P_{\text{тр}})$.

Для створення програми регулювання зручно сили інерції ($P_{\text{ін}}$) і протидію амортизаторів ($P_{\text{ам}}$) виразити в розмірності тиску, як функції відносного переміщення (ступеня стиску) $\chi = \frac{x}{\varphi_0}$ (рис. 15,6)

$$P = \frac{2P_{\text{ам}}}{\pi d^2_{\text{п}}} = \gamma_0 \left[\frac{1}{(1 - \chi)^n} - 1 \right]; \quad i = \frac{2P_{\text{ін}}}{\pi d^2_{\text{п}}} \quad (73)$$

На політропічну залежність $p = f(\chi)$ накладена пряма, яка виражає зміну сил інерції $i = f(\chi)$ з таким розрахунком, щоб забезпечити найбільш доцільне зрівноваження в характерних фазах реверса (з точки зору сил і моментів, які передаються через рухому або нерукому ступку куліси). Характерними точками на діаграмах позначені тиски: p_{α} – до початку реверса, $p_{\text{п}}$ – на початок стискування пружин на штоках, $p'_{\text{п}}$ – в кінці ходу талера.

Абсолютні значення величин отримаємо: початкову довжину циліндра $\mathcal{L}_0 = \frac{r}{\alpha}$, випередження $a = \alpha \cdot \mathcal{L}_0$ переміщення поршня, що відповідає тискові $P_{п1} - x_{п1} = \chi_{п1} \mathcal{L}_0 = a + kr$ (k – доля переміщення талера на відрізьку реверса, що відповідає цьому $P_{п1}$).

Отже, задавшись тисками p_{α} і $p_{п}$ і приймаючи до уваги наведені співвідношення, знаходимо:

величину випередження

$$a = \frac{\alpha kr}{\chi_{п1} - \alpha}; \quad (74)$$

– початкову довжину циліндрів

$$\mathcal{L}_0 = \frac{a}{\alpha}; \quad (75)$$

– необхідну жорсткість пружин на штоках поршнів

$$c_{пр} = \frac{P_{пр}}{r - kr} = \frac{\pi d_{п}^2 (P_{п1} - P_{п})}{4r(1 - k)}; \quad (76)$$

– величину початкового стиснення пружини

$$x_{0пр} = \frac{\pi d_{п}^2 \cdot P_{п}}{4c_{пр}}; \quad (77)$$

– величину загальної деформації пружини

$$x_r = x_{0пр} + r(1 - k) \quad (78)$$

Програма автоматичного регулювання тиску повітря в залежності від швидкості машини зображена на рис. 15,в. Щоб отримати величину додаткових об'ємів, які необхідно під'єднати при зниженні швидкості машини, досить задатися величиною максимального тиску повітря, що дорівнює максимальному інерційному тиску $P_{mi} = i_{mi}$ і відповідним цьому тиску значенням χ_1 . Тоді

$$\chi_1 = \frac{a + r}{\mathcal{L}_0 + \mathcal{L}_d}, \text{ звідки } \mathcal{L}_d = \frac{a + r}{\chi_1} - \mathcal{L}_0 \quad (79)$$

і додатковий об'єм $V_d = \mathcal{L}_d \frac{\pi d_{п}^2}{2}$

Застосування подібних автоматичних регуляторів дало можливість знизити навантаження на механізм привода талера приблизно на 30%

Розділ другий. УДОСКОНАЛЕННЯ ФУНКЦІОНАЛЬНИХ СИСТЕМ ДРУКАРСЬКИХ МАШИН

Створення нових більш досконалих систем ставило за мету стабілізувати друкарський процес і підвищити продуктивність машин шляхом автоматизації і механізації допоміжних технологічних операцій.

Глава 7. МЕХАНІЗМ ДЛЯ ЗАКРІПЛЕННЯ ПЛАСТИНЧАСТОЇ ДРУКАРСЬКОЇ ФОРМИ

Процес заміни і приладки друкарської форми досить трудомісткий і займає багато часу. Він значно скорочується при застосуванні штифтової приводки форми, але при цьому ускладнюється процес її виготовлення. Як правило, саме закріплення форми здійснюється болтовим з'єднанням, що затискує її передню і задню кромку між двома пластинами, після чого її встановлюють на циліндр аркушевої машини.

Для прискорення процесу кріплення і виконання його безпосередньо на машині були розроблені і експериментально перевірені два варіанти:

- 1) з допомогою оригінального механічного мультиплікатора сили і
- 2) з допомогою гідравлічного пристрою, що дозволяє контролювати величину зусилля при затисненні пластини і її натягненні (герметичність гідросистеми забезпечувалась застосуванням сифонів). При вирішенні питання запровадження на офсетних машинах типу ПОЛ-54 перевага була надана першому варіантові, описаному нижче (рис. 16,а)[51].

Закріплення пластинчастої форми по всій кромці одночасно здійснюється в результаті повороту на 90° (з допомогою ключа) ексцентрика 1, який розташований посередині виїмки циліндра. При цьому штовхачі 2, взаємодіючи з роликками 3, передають через них поступальне переміщення притискним планкам 4, які притискають форму 5 до опор 6. Таким чином, в запропонованому пристрої реалізовано принцип механічного мультиплікатора сили, що забезпечує збільшення зусилля притиску форми порівняно з зусиллям, що діє на ексцентрик 1.

Закріплення переднього і заднього кінців форми виконується однаковими механізмами (див. січення Б-Б). Закріпивши форму, здійснюють її натягування гвинтом 7. Після завершення друкування тиражу, ексцентрик 1 повертають у зворотньому напрямку і під дією пружин (на рисунку не зображені) планки 4 відходять, звільнивши форму.

Внаслідок тривалої експлуатації можливо зношення контактних ланок затиснення форми. З метою компенсації його впливу встановлені тарільчасті пружини 8 які, деформуючись, створюють постійне зусилля затиснення форми. Описаний пристрій передбачає можливість застосування штифтової приводки форм, відзначається швидкістю та зручністю процесу закріплення.

Головним показником, що характеризує надійність роботи пристрою, являється зусилля затиснення форми. Його можна визначити виходячи із максимального граничного тангенціального зусилля P_T в зоні контакту, що оцінено експериментально і наведено в главі 2 цієї роботи. Воно повинно бути не більшим суми зусиль:

$$P_t \leq P_{tr} + P_{tr}^{\alpha} + P_0 = P f_1 + P_0(1 - e^{-\alpha f_1}) + P_0, \quad (80)$$

де $P_{tr} = P \cdot f_1$ – тертя, що створюється внаслідок технологічного зусилля P ,

$P_{tr}^{\alpha} = P_0(1 - e^{-\alpha f_1})$ – ейлерове тертя між цими поверхнями і $P_0 = 2P_H f_2$ – тертя на ділянці затиснення, f_{tr} – приведений коефіцієнт тертя при відносному зсуві контактуючих поверхонь (див. формулу 11), f_1 – коефіцієнт тертя між поверхнями циліндра і закріпленої на ньому форми, f_2 – коефіцієнт тертя між двома поверхнями форми і затискних губок.

Права частина (80) набуде мінімального значення при $\alpha = 0$, внаслідок чого $P_{tr}^{\alpha} = 0$.

Із (80) знаходимо необхідне зусилля затиснення форми

$$P_H \geq \frac{P(f_{tr} - f_1)}{2f_2} \quad (81)$$

Це зусилля забезпечується роликівим мультишпикатором і знаходиться за формулою (нехтуючи тертям в контактних парах)

$$P_H = zP_y = zP_x \operatorname{tg} \alpha_i, \quad (82)$$

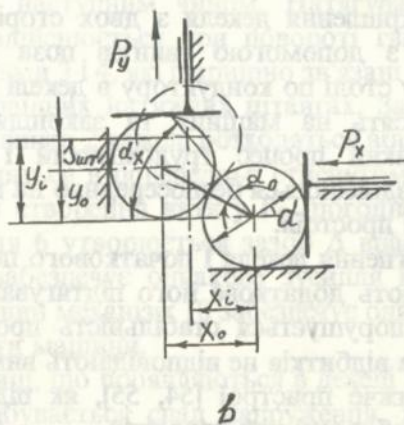
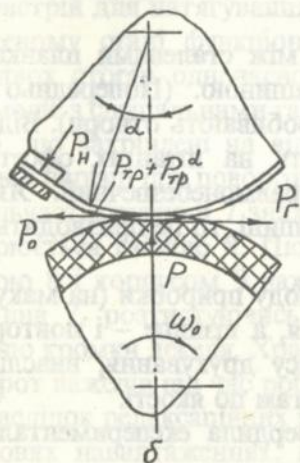
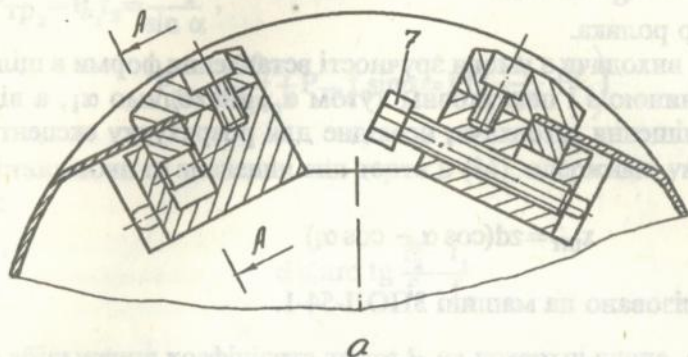
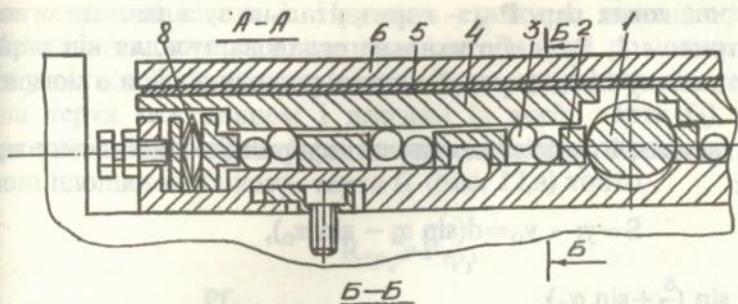


Рис.16. Пристрій для закріплення пластинчастої друкарської форми (сх.а) і розрахункові схеми до нього (сх.б і в).

де z – число роликів пар, P_x – горизонтальне зусилля, що створюється ексцентриком 1, P_y – вертикальна складова зусилля від пари роликів, α_i – кут нахилу міжцентрової відстані роликової пари в момент затиснення.

Переміщення затискної планки, нехтуючи деформацією металевих ланок, визначимо:

$$S = y_i - y_0 = d(\sin \alpha_i - \sin \alpha_0),$$

$$\text{звідки } \alpha_i = \arcsin \left(\frac{S}{d} + \sin \alpha_0 \right),$$

де d – діаметр ролика.

Таким чином, виходячи з умови зручності вставлення форми в щілину, задаємося величиною s і початковим кутом α_0 , знаходимо α_i , а відтак необхідне переміщення штовхача, необхідне для розрахунку ексцентричної пари:

$$x_{шт} = zd(\cos \alpha_0 - \cos \alpha_i) \quad (83)$$

Пристрій реалізовано на машині ЗПОЛ-54-1.

Глава 8. ШВИДКЕ І НАДІЙНЕ КРІПЛЕННЯ ДЕКЕЛЯ НА ОФСЕТНОМУ ЦИЛІНДРІ АРКУШЕВОЇ МАШИНИ

Звичайно кріплення декаля з двох сторін між сталевими планками виконується з допомогою гвинтів поза машиною. (Попередньо на спеціальному столі по кондуктору в декелі пробивають отвори). Відтак його переносять на машину та закріплюють на штангах офсетного циліндра. Такий процес трудомісткий і травмонебезпечний. Якщо ж кріплення здійснюється безпосередньо на машині, то це призводить до збільшення її простоїв.

Після натягнення декаля і початкового періоду приробки (на макулатурі) виконують додаткове його підтягування, а пізніше – і повторне. При цьому порушується стабільність процесу друкування, внаслідок чого декілька відбитків не відповідають вимогам по якості.

Описані нижче пристрої [54, 55], як підтвердила експериментальна перевірка, позбавлені цих недоліків.

Закріплення декаля відбувається безпосередньо на офсетному циліндрі 1 машини (рис. 17,а) по всій довжині кромки з допомогою клинового пристрою. Кромку декаля заводять в щілину штанги 2, що утворюється

при утопленні клина 3. Пружини стиску 4, після звільнення клина, забезпечують попереднє защемлення. Далше при натягуванні декеля відбувається його заклинювання. Воно проявляється при умові, якщо сила тертя між клином і декелем (з коеф. тертя f_2), приведена до вертикальної площини, буде меншою від сили тертя між клином і опорною площиною (з коеф. тертя f_1 (рис. 17,в) тобто

$$R_{TP_2} \geq P_{TP_1} \quad (84)$$

$$\text{де } P_{TP_2} = P_{N_2} f_2 = \frac{P f_2}{\sin \alpha},$$

$$P_{TP_1} = \frac{P f_1}{\operatorname{tg} \alpha} + P_{TP_2} f_1 \sin \alpha = P f_1 \left(\frac{1}{\operatorname{tg} \alpha} + f_2 \right)$$

Підставляючи ці значення сил тертя в (84), одержимо умову заклинювання:

$$\alpha \leq \arctg \frac{f_2 - f_1}{f_1 \cdot f_2} \quad (85)$$

Для збільшення коефіцієнта тертя f_2 на поверхні клина, яка стикається з декелем, зроблена насічка.

Пристрій для натягування декеля (рис. 17,б) і підтримання його в напруженому стані функціонує наступним чином. Натягування декеля 1 з двох сторін одночасно здійснюється при повороті гвинта 2, що взаємодіє з спеціальними гайками 3 і 4, які шарнірно зв'язані з важелями 5 і 6, що закріплені на відповідних натяжних штангах. Завдяки лівій і правій нарізці при повороті гвинта 2 важелі розходяться або сходяться. Тарільчасті пружини 7 знаходяться в попередньо стиснутому стані, що створюється гайкою 8. Після створення натягу P_0 (погонне - q_0) між гайкою 8 і корпусом 9 важеля 6 утворюється зазор Δ внаслідок чого пружина 7, розтискуючись, забезпечує однакове зусилля на передню і задню кромки декеля. Храповий механізм 10 забезпечує односторонній поворот важелів під час роботи машини.

Внаслідок релаксаційних явищ, що проявляються в декелі при багаточислових навантаженнях, відбувається спад напруження, видовження матеріалу і послаблення попередньо створеного натягу q_0 (рис. 16, г). Після певного періоду приробчення ($t_{\text{прпр}}$) звичайно машину зупиняють і здійснюють підтягування. У нашому випадку, завдяки пружині 7,

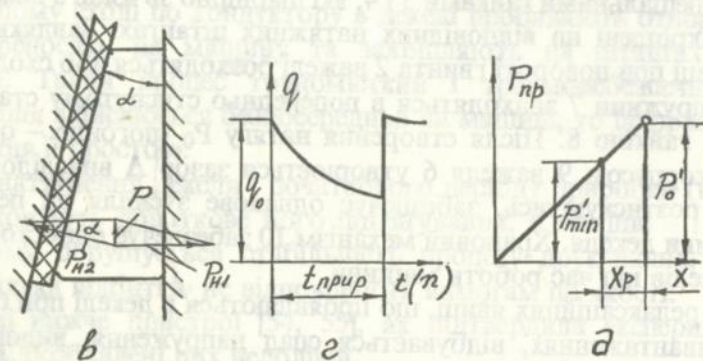
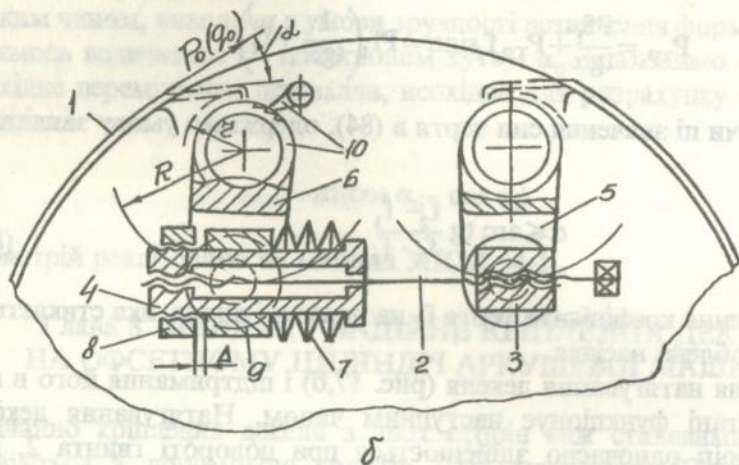
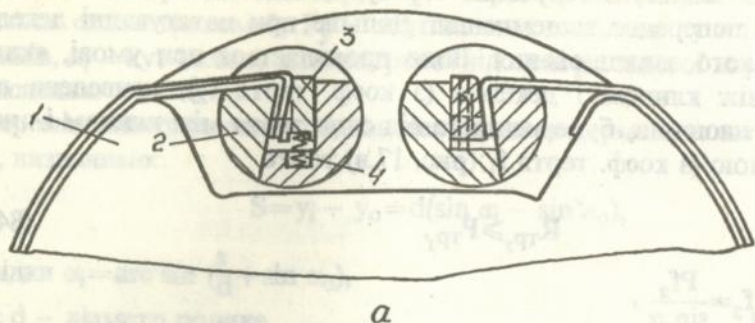


Рис. 17. Пристрої для закріплення (сх.а) і натягування (сх.б) декеля та розрахункові схеми (сх.в, г і д).

напружений стан декаля утримується постійно в заданих інтервалах ($q_0 - q_{\min}$). З врахуванням позначень на рис. 16в, б і д, залежність для розрахунку необхідної жорсткості пружини набуде вигляду:

$$c_{\text{пр}} = \frac{P'_0 - P'_{\min}}{x_p} = \frac{\mathcal{L} \cdot r}{\delta R \cos \alpha} (q_0 - q_{\min}), \quad (86)$$

де \mathcal{L} — довжина кромки декаля по твірній циліндра,

δ — видовження (по колу) декаля (для різних матеріалів коливається в межах $\delta = 5 \dots 15$ (мм).

$x_p = \frac{R}{r} \delta$ — робоча деформація пружини (сх. д).

Глава 9. СИСТЕМА АВТОМАТИЧНОЇ УСТАНОВКИ НАКАТНИХ ВАЛИКІВ СТОСОВНО ДО ОФСЕТНИХ МАШИН

Регулювання тисків у контактних зонах накатних валиків трудомістке і займає багато часу. Це пояснюється відсутністю об'єктивних методів і великою кількістю точок регулювання (наприклад, в чотирьохфарбовій аркушеві машині їх 64), а також взаємовпливом при регулюванні кожного із валиків у двох зонах контакту. Установка накатних валиків на офсетній машині передбачає правильну їх орієнтацію відносно формового і розтирочного циліндрів. Система повинна забезпечувати автоматичне відведення валиків від форми при виключенні натиску і ручну відставку їх в неробоче положення на період зупинки машини.

Запропонована система [45, 46, 47] розроблена з використанням елементів гідравліки і експериментально досліджена на офсетній машині ПОЛ-54-1. Її принципова схема зображена на рис. 18. Накатні валики 1, 2, 3, 4 притискаються до формового циліндра 5 під дією тиску рідини в циліндрах 6, 7, робочі порожнини яких зв'язані з циліндром 8. Величина необхідного тиску в останньому створюється набором каліброваних тягарців 9 та стиском пружини 10, а контролюється манометром 11. Тиск між накатними валиками і розтирочними циліндрами 12 і 13 створюється внаслідок дії рідини на циліндри 14, 15, 16 і 17, що зв'язані з двох сторін з підшипниками накатних валиків 1, 2, 3, 4. Аналогічно до попереднього, величина тиску в циліндрі 18 створюється набором тягарців 19 і регулюванням міри стиснення пружини 20. Тиск масла контролюється манометром 34.

При виключенні натиску відбувається поворот за годинниковою стрілкою ексцентричної втулки 21, що встановлена на валу офсетного циліндра 22, яка через відповідні важелі відтягує поршень 23 в циліндрі 24. Внаслідок цього переміщення відсмоктується масло з циліндрів 6, 7 і накатні валики відходять від форми, залишаючись в той же час в контакт з розтирочними циліндрами, що не створює умов для підсихання фарби. Після завершення роботи машини ручку 25 повертають у верхнє положення, внаслідок чого порожнина в циліндрі 35 збільшується і рідина відсмоктується з циліндрів 14, 15, 16, 17, що призводить до відведення накатних валиків від розтирочних циліндрів 12, 13. Втрата рідини в цих двох автономних системах поповнюється запасом, що міститься в циліндрах-резервуарах 26 і 27, клапани яких відкриваються при деформації відповідно відрегульованих пружин.

Розглянута система регулювання тисків буде працювати лише в тому випадку, якщо гальма 28 і 29 з допомогою електромагнітів вимкнуться і створять умови для повороту важелів. Такий поворот важелів може відбуватися в період, коли накатні валики знаходяться на робочій ділянці поверхні формового циліндра. Тому вмикання електромагнітів (на схемі не зображені) виконується цикловим кулачковим механізмом 30 шляхом замикання контактів 31. Живлення подається через реле часу розраховане на спрацювання раз за 15-20 хвилин. Таким чином, через встановлений період роботи машини автоматично відбуватиметься коректування тисків до початкової заданої величини, що необхідне для компенсації температурного розширення валиків.

В процесі дослідження системи головна увага була зосереджена на вирішенні наступних проблем: а) Забезпечення герметичності гідросистеми; б) Виявлення залежності зони нечутливості від втрат гідронапору і тертя в рухомих з'єднаннях; в) Оцінка пружних коливань валиків при накочуванні їх на друкарську форму після виїмки на циліндрі і г) Виявлення можливості засмоктування повітря при виключенні натиску на високих швидкостях машини.

Враховуючи незначну величину переміщень, встановлено, що кращим засобом забезпечення потрібної герметичності є застосування сільфонів або спеціальних мембран. Одночасно це сприяє зменшенню тертя і зони нечутливості.

Величина зусилля (q) в контактних зонах накатних валиків визначається за формулою:

$$q = [p_8 \pm (\Sigma \Delta p + \Sigma P_{тр})] S_n \xi, \quad (87)$$

де p_8 – тиск рідини в циліндрі 8, $\Sigma \Delta p$ – загальні втрати напору на ділянці з'єднань циліндрів 8-7, $P_{тр}$ – приведена сила тертя в рухомих з'єднаннях, віднесена до одиниці площі поршня 7,

S_n – площа поршня 7 і ξ – функція положення валика. Знак (+) перед круглими дужками відповідає передачі зусиль від накатного валика до циліндра 8, а знак (-) – у зворотньому напрямку. Таким чином, величина $2 (\Sigma \Delta p - \Sigma P_{тр})$ визначає зону нечутливості системи. На рис. 19,а представлені характерні експериментальні залежності погонних навантажень (q) в зоні контакту накатного валика з розтирочним циліндром від тиску масла, що визначався по манометру 34 : 1 – при навантаженні і 2 – при розвантаженні. Поле між цими двома залежностями і визначає зону нечутливості системи. Аналіз графіків приводить до висновку про доцільність скорочення втрат шляхом збільшення січення маслопроводів гідросистеми. Одночасно це сприятиме усуненню засмоктування повітря при виключенні натиску.

Раптово прикладена з сторони форми збурююча сила $P(t)$ обумовлює коливання пружної системи валика (рис. 18,б), що описується стандартною математичною моделлю

$$\ddot{\phi} + 2n\dot{\phi} + p^2\phi = M'(t), \quad (88)$$

де $2n = \frac{\mu}{I_B}$, $p = \sqrt{\frac{c}{I_B}}$ – частота власних коливань,

c – жорсткість (Нм/рад), I_B – момент інерції мас валика,

$M'(t) = \frac{1}{I_B} M(t)$ – збурюючий момент, який з достатнім наближенням

можна вважати сталим. На рис. 19,в представлена характерна осцилограма коливань накатного валика, записана з допомогою п'єзоелектричного акселерометра АНС 014-04, закріпленого безпосередньо на замку накатного валика машини ПОЛ 54-1.

Як видно, при накочуванні валика на форму виникають коливання, які уже на початку другого періоду згасають. Цей проміжок відповідає 26 мм поверхні форми і не досягає початку зображення. Після скочування валика з форми (на ділянці виймки циліндра) відбуваються вільні

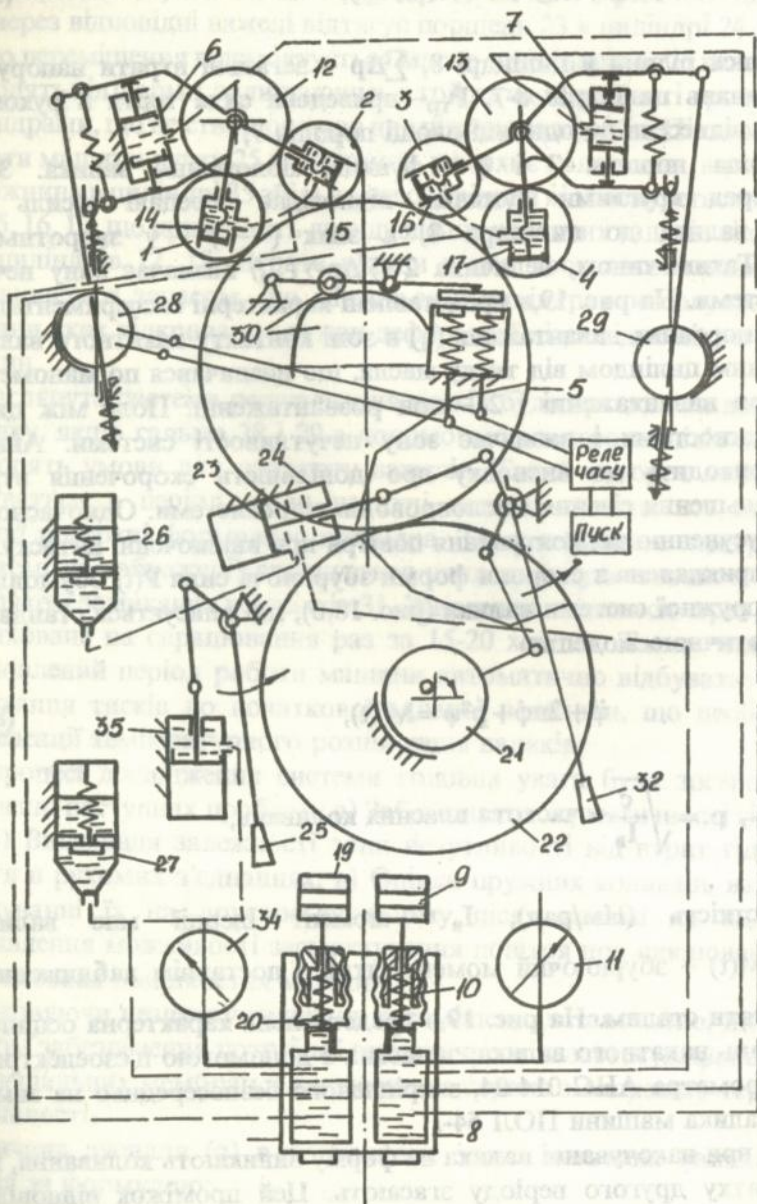


Рис. 18. Принципова схема регулювання накатних валківів

згасаючі коливання (для цього випадку $2n \approx 10,75 \frac{1}{c}$ і $p \approx 195 \frac{1}{c}$), які зникають після другого періоду.

На підставі результатів дослідження, з урахуванням виявлених в процесі експериментів недоліків, сформульовані технічні вимоги на проектування системи накатних валиків.

Глава 10. СИСТЕМИ АВТОМАТИЧНОЇ ПЕРЕЗАРЯДКИ СТАПЕЛЯ САМОНАКЛАДУ І ПРИЙМАЛЬНОГО ПРИСТРОЮ РОТАЦІЙНОЇ МАШИНИ.

Розроблені і всесторонньо досліджені системи [1, 16, 36, 37, 49, 52] дозволяють проводити заміну стапеля на ходу машини, що сприяє скороченню простоїв машини і покращенню якості друку. В основу розробки конструкції допоміжного стола для самонакладу і приймального пристрою покладено один і той же принцип – його виконано у вигляді концентрично розташованих одна в одній комплекту трубок, що висуваючись, утворюють опору для стопа паперу.

Автоматична перезарядка самонакладу (рис. 20,а) відбувається коли на основному столі 1 залишається стопа паперу висотою 250-300 мм. В цей період трубки 2, що розміщуються у вихідному положенні на балці 3, послідовно висуваються вправо через пази в основному столі, лягаючи на другу поперечну балку 4. Висування трубок відбувається з допомогою сталевих стрічок 5, які однією стороною зв'язані з стрижнями 6, а другою – з дисками 7, що приводяться в хід від автономного серводвигуна 8 через черв'ячний редуктор 9.

По досягненні трубками крайнього правого положення відбувається виключення двигуна 8 і введення в дію механізму піднімання допоміжного стапеля 11 через ланцюги 10. В цей час основний стіл від механізму пересування опускається в крайнє положення і даліше виводиться із машини. На звільнену платформу 12 заводиться новий стіл з заздалегідь сформованою стопою паперу. Останній за командою робітника піднімається до рівня допоміжного стола. При цьому двигун 8 виводить телескопічні трубки в вихідне положення, а механізм 11 через ланцюги 10 і балки 3, 4 опускається також до початкового положення, яке визначається кінцевим вимикачем 13. Зауважимо, що послідовність виконання всіх перелічених операцій відбувається автоматично з допомогою кінцевих перемикачів та електричних команд.

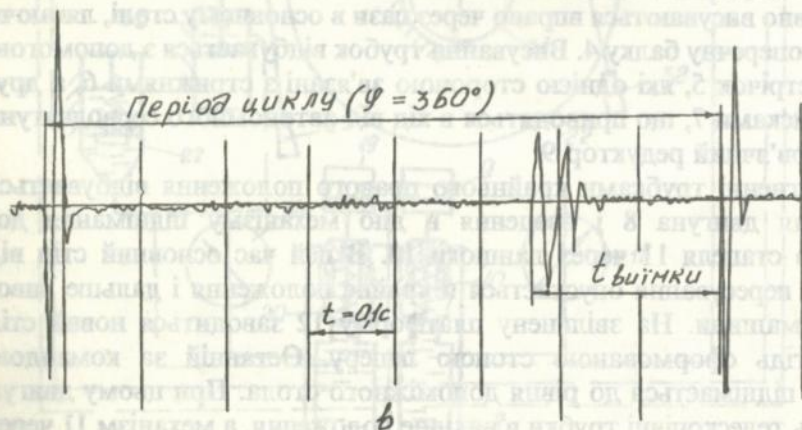
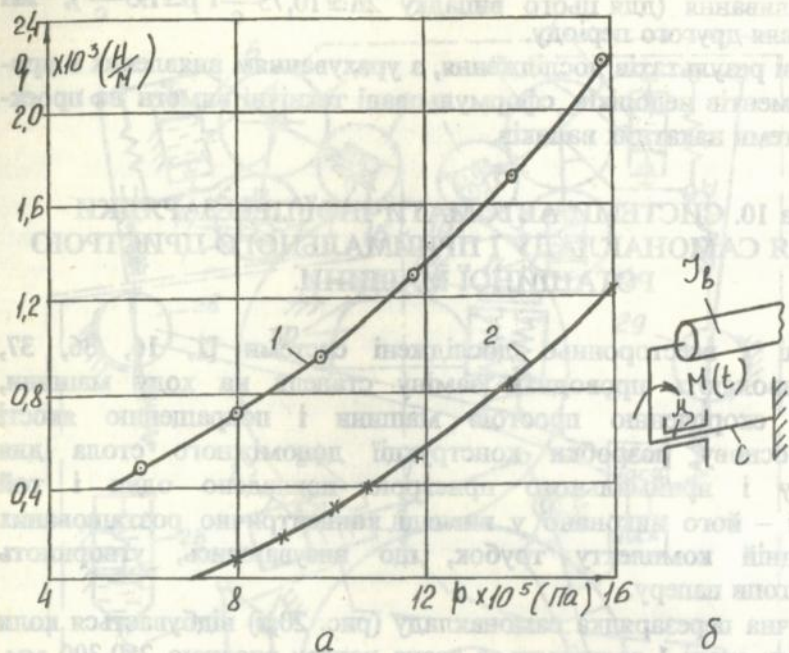


Рис. 19. Залежність навантаження між накатним валиком і розтирочним циліндром від тиску в гідросистемі (сх.а), динамічна модель (сх.б) і типова осцилограма коливань накатного валика (сх.в).

Експериментальне випробування пристроїв перезарядки самонакладу на виробничих машинах ПГФ 70-2 та ПОЛ-54-1 підтвердило безпребійність подачі аркушів у перехідний період (внаслідок деякого перепаду рівня стопи) і надійність виконання передбачених операцій перезарядки на всьому діапазоні робочих швидкостей.

Специфіка пристрою для автоматичної перезарядки приймального стапеля на ходу машини полягає перш за все в тому, що аркуші виводяться транспортером з великою швидкістю ($V=3-4$ м/с), внаслідок чого при їх опусканні на стапель не утворюється роздільного прошарку, необхідного для заведення допоміжного стола. Цю задачу згодом удалось розв'язати завдяки застосуванню в конструкції голкоподібних стрижнів для затримки падаючих на стіл аркушів [41].

Процес заміни приймального стапеля на ходу відбувається наступним чином (рис. 20,б). Основний стапельний стіл 1 автоматично опускається з допомогою механізму 2 по мірі накопичення на ньому аркушів-відбитків. Коли він досягає заданого рівня від підлоги, оператор ручкою швидко опускає стапель на ≈ 70 мм. Як тільки верхній рівень стопи залишає зону телескопічних трубок 12, датчик 3 вмикає електродвигун 4, який через черв'ячну передачу, диски і вузьку сталеву стрічку (аналогічно вище розглянутому) висуває трубки в робоче положення, крайній стрижень яких сідає на опору 5. До моменту висування трубок голковидні стрижні 6 висуваються вперед за допомогою електромагніта 7, що управляється цикловим безконтактним датчиком 8. Стрижні утримують задні кромки аркушів-відбитків 9, внаслідок чого утворюється щільна для безперешкодного висування допоміжного стола. Далі продукція збирається на допоміжному столі, а основний стапель з віддрукованими аркушами виводиться із машини. На його місце встановлюється новий стіл 1, який від двигуна 10 через механізм прискореного переміщення піднімається у верхнє положення. Виключення його привода здійснюється датчиком, який одночасно вмикає реверсом електродвигун 4, що повертає трубки у вихідне положення. При цьому припиняється подача струму на електромагніт 7 і пружина 11 повертає голковидні стрижні 6 у вихідне положення. Стопа продукції, що утримувалась на телескопічних трубках, під дією власної ваги опускається на основний стапельний стіл 1. Передбачена можливість зміни положення привода допоміжного стола при заміні формату паперу.

Експериментальне дослідження на виробничих машинах засвідчило повну дієздатність пристрою без порушення технологічного процесу. На пристрої автоматичної перезарядки самонакладу і приймального при-

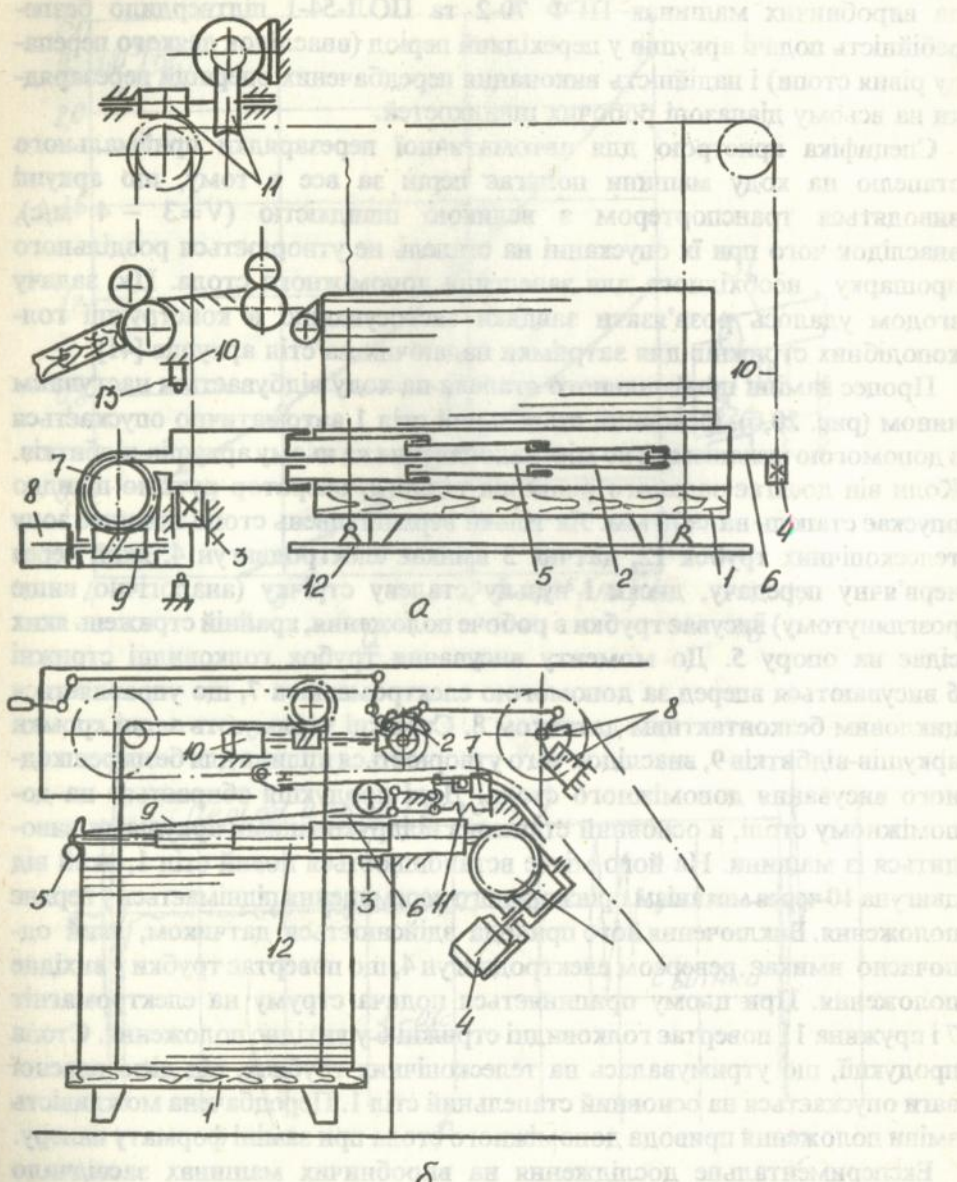


Рис. 20. Принципові схеми пристроїв для перезарядки на ходу самонаклада (сх.а) і приймального станця (сх.б) друкарської машини.

строю були розроблені технічні вимоги на проектування і передані зацікавленим організаціям для запровадження.

Глава 11. СИСТЕМА ВИВЕДЕННЯ ВІДБИТКІВ ДЛЯ ПІДВИЩЕННЯ ПРОДУКТИВНОСТІ АРКУШЕВИХ МАШИН ПРИ ДРУКУВАННІ НА ТОНКИХ СОРТАХ ПАПЕРУ [41, 53].

Друкарські аркушеві ротатійні машини мають універсальне застосування. Але при друкуванні на тонких аркушах паперу, наприклад, масою 35 – 40 г/м², випуск якого набуває поширення, швидкість машини доводиться знижувати на 30 – 40%. Таке обмеження викликане недосконалістю системи проведення паперу і, перш за все, – виведення і приймання відбитків. При викладуванні на великих швидкостях тонких аркушів спостерігається завихрювання і нерівне укладання аркушів на стапель. Вирішення цієї задачі було реалізовано шляхом підбирання в процесі виведення двох аркушів, з подальшим їх сповільненням до моменту їх передачі в захвати ланцюгового транспортера для укладки в стапель. Як засвідчили конструктивні проробки, така система вдало вписується в габарити високостапельних приймально-вивідних пристроїв ротатійних машин. Принципова схема макета такого вивідного пристрою, випробуваного на машині ПОЛІ-54-1, представлена на рис. 21,а. Аркуші виводяться з машини транспортером 1 і перехоплюються циліндром 2, який передає їх у захвати 3 підбірною циліндра 4. Ці захвати відкриваються кожний раз приймаючи аркуші і раз за два оберти передаючи їх сповільнюючому циліндру 5. При прийомі другого аркуша перший утримується на циліндрі 4 присмоктувачами 6 і голками, що виступали над поверхнею стояків на 1,5 мм. Такі присмоктувачі є і на циліндрі 2, оскільки його захвати повинні заздалегідь відкриватися при передачі другого аркуша підборочному циліндру. Сповільнюючий циліндр зменшує швидкість аркуша вдвоє і на цій швидкості передає його у захвати 7 приймального транспортера 8. Відкривання захватів 3 в період передачі двох аркушів заповільнюючому циліндру здійснюється від гірки 9, що отримує привід від кулачка 10. Для запобігання перетискування фарби на відбитках можна використати порошковий апарат 11, встановлений над поверхнею приймального циліндра.

Всі механізми макета приводяться від вала I. Від нього через зубчаті передачі 12 – 15 забезпечується рівномірне обертання зубчатого колеса 16, що сидить на валу IV. Нерівномірне обертання циліндра

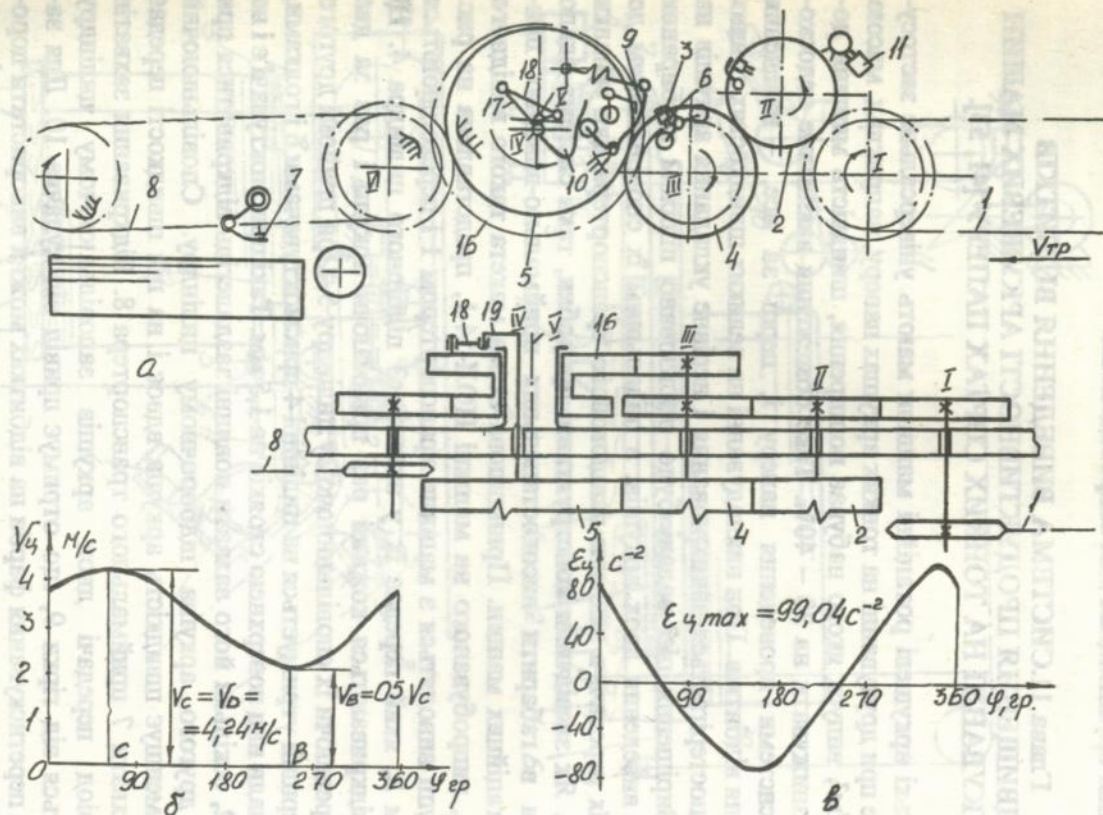


Рис. 21. Принципова схема аркушево-вивідної системи (сх.а), діаграми швидкостей (сх.б) і прискорення (сх.в) заповільнюючого механізму.

5 здійснюється від колеса 16 через ланки 17, 18 і 19. Остання зв'язана з валом V сповільнюючого циліндра 5.

На рис. 21,б і в представлені графіки лінійної швидкості (V) і кутового прискорення (ϵ) циліндра 5, розраховані для максимальної (перспективної) швидкості офсетної машини ПОЛ-54-1 $\Pi=18000$ відбитків за годину. При цій продуктивності лінійна швидкість друкування становить $V_d=4,24$ м/с (точка с на діаграмі $V_{ц}=f(\phi)$), а швидкість передачі аркуша в захвати вивідного транспортера (сх. в) $V_d=2,12$ м/с., що рівнозначно продуктивності існуючої машини – 9000 в/год. Максимальний момент сил інерції на заповільненому циліндрі крутних моментів $M_{інтах} = I_{ц}\epsilon_{цтах} = 78,6$ Нм ($I_{ц}=0,794$ кг·м²). Для вирівнювання на цьому циліндрі крутних моментів запропоновано оригінальний зрівноважувальний пристрій [53]. Отже, запропоновано кардинальний шлях вирішення проблеми підвищення продуктивності аркушевих ротаційних машин шляхом удосконалення системи виводу аркушів-відбитків.

ОСНОВНІ РЕЗУЛЬТАТИ ТА ВИСНОВКИ

На підставі комплексного дослідження механіки друкарського контакту та нових ефективних функціональних систем розроблено нові теоретичні положення і викладено науково-обґрунтовані технічні рішення, реалізація яких вносить істотний вклад в прогрес розвитку друкарських машин.

По роботі сформульовані наступні узагальнення.

1. Виявлено істотний вплив умов випробування на механічні характеристики декелів і таких матеріалів як папір, поліуретан, гума. Рекомендована методика визначення фізичних сталих декелів, що необхідні для розрахунку технологічних навантажень у друкарському апараті. Накопичені довідкові дані механічних характеристик декельних матеріалів.

2. Досліджені умови відносного зсуву контактуючих поверхонь друкарської пари. Відносний зсув викликає так звані «дроблення» в машинах високого друку і «смугування» – в офсетних машинах. В плоскодрукарських машинах такий зсув є наслідком розузгодження переміщень талера і циліндра, в ротаційних – наслідком нерівності передатніх відношень зубчатої і фрикційної пари. Обґрунтовано роль характеру друкарської форми, як дестабілізуючого фактору процесу друкування. Наприклад, найбільш чутливою до розузгодженості приводів циліндрів є форма з максимальним коефіцієнтом заповнення

друкуючими елементами (плашка), внаслідок слабкого фрикційного зв'язку в зоні контакту.

3. Експериментально досліджені граничні величини тангенціальних сил і деформацій у зоні друкарського контакту при різних способах друку, різних декелях і з різними за характером формами. Одержані результати необхідні для розрахунку механізмів кріплення форм, міцності зв'язку фотополімерних друкуючих елементів з підкладкою, допустимої розузгодженості передатніх відношень зубчатої і фрикційної передач пари циліндрів.

4. Досліджена поведінка декаля в силовому полі друкарського контакту в перехідний (достабілізаційний) період. Аналіз свідчить, про доцільність пошуку таких технічних засобів, які зберігали б попередньо напружений стан декаля (після натягування) в міру його прироблення.

5. Вперше представлена математична модель силового потоку в замкнутому контурі системи привода друкарського апарата. Встановлено, що додаткові пульсуючі сили можуть на порядок перевищувати сили, що розраховуються загальноприйнятими методами.

6. Розроблена методика аналізу пружної взаємодії ланок системи друкарського преса. Виявлена залежність поперечних коливань циліндрів і перепаду тисків при друкуванні від податливості системи преса та деформаційних характеристик декаля. Досліджена стабілізуюча роль попереднього натягу, розроблена методика його визначення і способи реалізації.

7. Досліджено механізм явищ в зоні контакту фрикційної пари, один з циліндрів якої має суцільну пружно-еластичну оболонку. Встановлено, що крутний момент від перекочування фрикційної пари істотно залежить від фрикційного стану поверхонь циліндрів (нааявності і виду мастила). Запропонована емпірична формула для визначення крутного моменту в залежності від частоти наступних параметрів: навантаження, коеф. тертя, властивостей матеріалу оболонки, геометричних параметрів і частоти обертання. Крутний момент змінюється від навантаження по параболічному закону. При цьому із збільшенням навантаження між циліндрами здатність фрикційної пари переборювати зовнішній момент спочатку зростає, а після певного екстремуму неухильно знижується, що пояснюється збільшенням співвідношення між ділянками ковзання і ділянкою зчеплення в зоні контакту.

8. Встановлено, що передатне відношення фрикційної пари, в якій один з циліндрів має нестискувану поліуретанову оболонку зменшується

з збільшенням її деформації, і навпаки: при використанні пінополіуретанової оболонки (в межах повної стискуваності) — воно збільшується. Доказано, що на ділянці зчеплення відбувається одностороннє ковзання контактуючих поверхонь в сторону — протилежну швидкості ведучого циліндра. Математично окреслено граничні значення зміни передатного відношення фрикційної пари від деформації оболонки.

9. Проаналізована специфіка механіки друкарського контакту плоскодрукарських апаратів, яка обумовлена впливом податливості і розмірної точності розгалуженої системи пружних ланок у складі одного або двох циклових механізмів, що з'єднують між собою талер і циліндр.

Експериментальні дослідження і порівняльний аналіз основних параметрів і динамічних моделей приводів друкарського апарата виявили найбільш сприятливий, з точки зору найважливіших показників, привод реверсивного типу. Цей тип машини і був запропонований Єйському заводу поліграфічних машин для освоєння при створенні плоскодрукарської машини середнього формату ПП-70.

10. Дослідження динаміки привода плоскодрукарського апарата двообертових машин ДП(ПД) засвідчило вирішальний вплив на роботу машини пневматичних зрівноважувальних пристроїв. Були створені і всебічно випробувані оригінальні системи більш ефективного автоматичного зрівноваження надлишкових сил. Розроблена методика параметричного синтезу таких систем.

11. В результаті проведених під керівництвом і з безпосередньою участю автора творчих пошуків розроблені і експериментально досліджені оригінальні функціональні системи друкарських машин, що спрямовані на полегшення умов праці, підвищення продуктивності і покращення якості продукції. До них відносяться:

- механізм для швидкого і надійного закріплення пластинчастої друкарської форми на циліндрі;

- механізм для швидкого і зручного закріплення офсетного декаля;

- механізм для об'єктивного рівномірного натягування офсетного декаля;

- система установки і об'єктивного регулювання накатних валиків в офсетній машині;

- система для перезарядки на ходу самонаклада ротаційної машини;

- система для перезарядки на ходу приймального стапеля ротаційної машини;

– система виводу аркушів для ротаційної машини, що створює можливість її експлуатації на максимальних швидкостях при друкуванні на тонких аркушах паперу.

На всі перелічені механізми і системи були розроблені технічні вимоги на проектування і передані зацікавленим СКБ та заводам поліграфічних машин для запровадження.

Основні положення роботи опубліковані в 108 роботах, у числі яких наступні.

1. Чехман Я. И., Сенкусъ В. Т., Бирбраер Е. Г. Печатные машины: учебник М.: Книга, 1987. – с. 304.

2. Чехман Я. И. Печатные аппараты (основы теории): учеб. пособие. – К: УМК ВО, 1989. – с. 88.

3. Чехман Я. И., Сенкусъ В. Т., Босак В. О. Практичні заняття з дисципліни «Друкарське устаткування»: учб. посібник. Львів: 1993. – 128 с.

4. Чехман Я. И. Определение физических характеристик упруго-пластических материалов при сжатии. //Научные записки УПИ, – 1958. – т. 12. – с. 209 – 217.

5. Чехман Я. И. Исследование динамики привода талера двухоборотной плоскочечатной машины ДПП.// Научные записки УПИ, – 1961. т. 14. – с. 73-119.

6. Чехман Я. И. Стабилизация процесса печати на двухоборотной плоскочечатной машине. //Сб. Обмен передовым опытом по процессам печатания и путям их совершенствования, – 1963. – вып. II. М., – с. 54-64.

7. Чехман Я. И., Прядко Н. А., Ющик В. И. Особенности механики печатного контакта при наличии предварительного натяга. //Сб. Полиграфия и издательское дело, – 1964. № 1. с. 139-148.

8. Полюдов А. Н., Тир К. В., Чехман Я. И. Программное уравнивание избыточных сил в цикловых машинах-автоматах. //Сб. Теория машин-автоматов и пневмопроводов. М. : Машиностроение, – 1966.

9. Тир К. В., Чехман Я. И. Автоматичний регулятор амортизаторів сил інерції талера двообертових плоскодрукарських машин. //Зб. Поліграфія і видавнича справа, – 1966. № 2. с. 75-84.

10. Чехман Я. И., Прядко М. А., Ющик В. И. Коливання питомих тисків при друкуванні в залежності від заповнення форми і жорсткості друкарського преса. //Зб. Поліграфія і видавнича справа, – 1970. № 5. с. 43-53.

11. Косінов Ю. В., Чехман Я. І. Про деформаційні властивості матеріалів декелів. //36. Поліграфія і видавнича справа, – 1970. № 6. с. 110-116.

12. Чехман Я. И. Критерии объективной оценки альтернативных схем при отборе плоскопечатной машины. //Сб. Техника, технология и экономика полиграфии, 1976. Наукова думка, К. С. 19-25.

13. Чехман Я. И., Зирзак Л. Ф. Особенности привода печатного аппарата плоскопечатной машины ПП-84. //Межвузовский сб. научных работ «Печатные машины», – 1977. М., с. 108 – 115.

14. Чехман Я. И., Стасенко В. Б. Мультиплицирующий привод поступательно-реверсируемого стола плоскопечатной машины. //Межведомств. сб. по ТММ, – 1981. Харьков.

15. Чехман Я. И. Полное уравнивание сил инерции возвратно поступательных масс, приводимых кривошипно-ползунным механизмом //Межвуз. сб. научных работ «Печатные машины». – 1982. М., с. 73 – 79.

16. Чехман Я. И., Сенкусь В. Т., Босак В. Е. Устройство для автоматической перезарядки приемного стапеля на листовых печатных машинах. //Ж. «Полиграфия». – 1980. М.

17. Чехман Я. И., Шиманский К. В., Портак Ф. В. Температурный режим красочных аппаратов ротационных машин. //Ж. «Полиграфия». – 1983. М.

18. Чехман Я. І., Балабан О. Т. Про визначення відносного ковзання в зоні друкарського контакту офсетного глибокого друку. //36. Поліграфія і видавнича справа, – 1983. № 19. с. 37 – 40.

19. Чехман Я. І. Лотоцька Г. Ф. Експериментальна оцінка сили відносного зсуву в зоні контакту плоскодрукарського апарата. //36. Поліграфія і видавнича справа, – 1984. № 20. с. 46 – 48.

20. Чехман Я. І., Юзевич В. М. Розрахунок впливу кількісного фактора на деформаційну характеристику поліуретанового зразка. //36. Поліграфія і видавнича справа, – 1987. № 23 с. 46 – 50.

21. Чехман Я. И. Учет напряженного состояния печатного аппарата при подготовке его к работе. //Межвуз. сб. «Полиграфические машины-автоматы», – 1985. Омск, с. 49 – 56.

22. Чехман Я.І., Юзевич В. М. Роль масштабного фактора при випробовуванні поліуретанового зразка різної твердості. //36. Поліграфія і видавнича справа, – 1988. № 24 1988. с. 47 – 49.

23. Чехман Я. И. Методика оценки нагрузок в зубчатом приводе печатного аппарата. //Межвуз. сб. научных работ «Упр-е качеством и надежностью полигр. оборудования», – 1988. М. с. 15 – 32.

24. Чехман Я. И., Балабан О. Т. Передатне відношення фрикційної пари. //Зб. Поліграфія і видавнича справа, – 1989. № 25. с. 51 – 54.

25. Чехман Я. И., Кравчук И. Н. Одна из причин полошения печати в офсетных машинах. //Межв. сб. научных трудов, – 1990. Омск с. 109 – 114.

26. А. с. 132845 СССР. Кл 42 к, 10₀₁. Прибор для измерения предварительного натяга. //Я. И. Чехман. Заяв. 13.11.1959: Оpubл. 1960, Бюл. № 20.

27-29. А. с. 149436 СССР, Кл. 15d, 10₀₆. Заяв. 07.02.1961: Оpubл. 1961, Бюл. № 16. А. с. 148068 СССР, Кл. 15 d, 10₀₆. Заяв. 27.09.1961: Оpubл. 1962, Бюл. № 12. А. с. 164306 СССР, Кл. 15d, 10₀₆ Заяв. 01.10.1983: Оpubл. 1964, Бюл. № 10. Устройство для амортизации сил инерции реверсируемых масс. //Тир К. В. Чехман Я. И.

30. А. с. 238558 СССР, Кл 15 d, 16 f. Устройство для амортизации сил инерции реверсируемых масс. //Чехман Я. И. и др. Заяв. 29.09.1967: Оpubл. 1969: Бюл. № 10.

31. А. с. 368432 СССР. Кл. F16 f9/02. Устройство для амортизации сил инерции реверсируемых масс. //Чехман Я. И. Заяв. 07.09.1970. Оpubл. 1973, Бюл. № 9.

32. А. с. 397374 СССР. Кл. В41f3/62. Способ проводки листа через печатный аппарат двухоборотной машины. //Чехман Я. И., Данилецкий Ю. Н. Заяв. 29.06.1971. Оpubл. 1973: Бюл. № 37.

33. А. с. 406479 СССР. Кл. F 16 53/08. Кулачковый механизм. //Чехман Я. И. и др. Заяв. 29.06.1971. Оpubл. 1973: Бюл. № 12.

34. А. с. 580130 СССР. Кл. 2 В41F. Устройство для привода талера плоскопечатной машины. //Чехман Я. И. Заяв. 15. 03. 1976. Оpubл. 1977: Бюл. № 42.

35. А. с. 771387 СССР. Кл. F16 25/04; В41F. Механизм возвратно-поступательного движения. //Чехман Я. И. Заяв. 03.05.1977. Оpubл. 1980: Бюл. № 38

36-37. А. с. 692765 СССР. Кл. Б65Н 29/00₍₁₁₎. Заяв. 04.01.1976. Оpubл. 1979: Бюл. № 39. А. с. 870 324 СССР, Кл. Б65Н 31/32₍₁₁₎ Заяв. 26.03.1979. Оpubл. 1981: Бюл. № 37. Приемное устройство для листовой печатной машины. //Чехман Я. И. и др.

38. А. с. 896416 СССР Кл. С01Д 5/12. Тензометрическое устройство. //Чехман Я. И. и др. Заяв. 30.01.1991. Оpubл. 1982: Бюл. № 1.

39. А. с. 941215 СССР. Кл. В41F13/54. Механизм прокальвающих игл фальцевального цилиндра. //Чехман Я. И. и др. Заяв. 22.09.1980. Оpubл. 1982: Бюл. № 25.

40. А. с. 941216 СССР. Кл. В41F13/60. Устройство для рубки бумажного полотна фальцевального аппарата. //Чехман Я. И. и др. Заяв. 05.09.1980. Оpubл. 1982: Бюл. № 25.

41. А. с. 1018862 СССР. Кл. В41F13/70. Устройство для вывода листов в печатной машине. //Чехман Я. И. и др. Заяв. 04.03.1983. Оpubл. 1983: Бюл. № 19.

42. А. с. 1111882 СССР. Кл. В41 33/00. Стенд для исследования параметров высокой печати. //Чехман Я. И. и др. Заяв. 30.03.1982. Оpubл. 1984: Бюл. № 33.

43. А. с. 989207 СССР. Кл. F16H 25/04. Кулачковый механизм. //Чехман Я. И. и др. Заявл. 13.04.1981. Оpubл. 1983: Бюл. № 2.

44. А. с. 1010345 СССР. Кл. F16 9/02. Устройство для амортизации сил инерции реверсируемых масс. //Чехман Я. И., Когут И. А. Заявл. 11.06.1981. Оpubл. 1983: Бюл. № 13.

45-47. А. с. 1076309 СССР. А. с. 1134388 СССР. А. с. 1139640 СССР. Кл. В41 F31/30. Устройство для установки в рабочее положение накатных валиков. //Чехман Я. И. и др. Заявл. 25.05.1982. Оpubл. 1984: Бюл. № 8. Заявл. 29.04.1983. Оpubл. 1985: Бюл. № 2. Заявл. 11.05.1983. Оpubл. 1985: Бюл. № 6.

48. А. с. 1155551 СССР. Кл. В65Н 3/18. Устройство для транспортирования ленты в фальцевальном аппарате. //Чехман Я. И. и др. Заявл. 30.05.1983. Оpubл. 1985: Бюл. № 18.

49. А. с. 1169918 СССР. Кл. Б65Н 31/32. Устройство для замены стапеля самоаклада. //Чехман Я. И. и др. Заявл. 06.03.1983. Оpubл. 1985: Бюл. № 28.

50. А. с. 1413005 СССР. Кл. В41F 31/34. Устройство для передачи краски в печатной машине. //Чехман Я. И., Варава Ю. Л. Заявл. 05.04.1986. Оpubл. 1988: Бюл. № 28.

51. А. с. 1714883 СССР (закрытое). Устройство для крепления гибкой печатной формы. //Чехман Я. И. и др. Зарегистр. 22.10.1991.

52. А. с. 1442491 СССР (закрытое). Приемное устройство для листовой печатной машины. //Чехман Я. И. и др. Зарегистр. 02.04.1987.

53. А. с. 1832625 СССР (закрытое). Листовыводное устройство печатной машины. //Чехман Я. И. и др. Зарегистр. 13.10.1992.

54. А. с. 1711425 СССР (закрытое). Устройство для крепления декеля на офсетном цилиндре печатной машины. //Чехман Я. И. и др. Зарегистр. 17.11.1987.

55. А. с. 1730794 СССР (закрытое). Устройство для натяжения декеля на офсетном цилиндре печатной машины. //Чехман Я. И. и др. Зарегистр. 02.04.1987.

56. Лозовиук Р. И. Чехман Я. И., Р. И. Особенности силовых явлений в зоне контакта высокой печати. /УПИ им. И. Федорова – Львов, 1987. – 20 с. (Деп. в ЦНИИТЭИГ легпищемаш № 740 мл 87).

57. Чехман Я. И., Лотоцкая А. Ф. Экспериментальная оценка деформационных свойств бумаги при растяжении. /УПИ им. И. Федорова, – Львов 1987. – 14 с. (Деп. в ЦНИИТЭИ легпищемаш № 671 мл.

58. Чехман Я. И., Лотоцкая А. Ф. Сопоставительный анализ деформационных свойств бумаги при растяжении и сжатии. /УПИ им. И. Федорова. – Львов, 1985. – 13 с. (Деп. в ЦНИИТЭИ легпищемаш № 486 мл – Д84).

59. Чехман Я. И., Варава Ю. Л. Методика оценки влияния податливости одностороннего привода передаточного валика на перепад давлений по длине контакта. /УПИ им. И. Федорова. – Львов, 1987. – 7 с. (Деп. в Укр НИИНТИ № 906 – Ук 90).

60. Чехман Я. И. К проблеме механики печатного контакта машин высокой печати. Тез. докл. всесоюз. н-т. конференции «Достижения науки и пути ускорения н-т. прогресса в области высокой печати». – Львов, 1982. – с. 108 – 109.

61. Чехман Я. И. Учет взаимодействия сил в ротационном печатном аппарате. Тез. докл. всесоюзного совещания по методам расчета полиграфических машин-автоматов. – Львов 1987. – с. 54 – 55.

62. Чехман Я. И. Двойственный характер привода цилиндров печатного аппарата и его возможные последствия. Тез. докл. всесоюзного совещания по методам расчета полиграфических машин-автоматов. – Львов, 1991. – с. 48 – 49.

63. Чехман Я. И. Напружено-пульсуючий стан друкарського преса як фактор дестабілізації технологічного процесу. Тез. докл. міжнар. симпозіуму українських інженерів-механіків у Львові. 1993. – с. 179 – 180.

Робота висвітлена в 108 наукових публікаціях (з них 30 – авт. свідоцтв і патентів на винаходи) та знайшла відображення в підручнику з друкарських машин [1], рекомендованого МВССО колишнього СРСР для студентів поліграфічних вузів, і двох учбових посібниках [2, 3]. Загальний обсяг підручника і посібників – 520 с. З них безпосередньо дисертантом написано 350 с., або біля 70% об'єму матеріалу (дивись наведену в них розкладку), решту – підготовлено співавторами під керівництвом здобувача.

Чехман Я. И. Комплексное исследование механики печатного контакта в решении общей проблемы совершенствования печатных машин. Диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук по специальности 05.05.01 – машины, агрегаты и процессы полиграфического производства, Украинская академия печати, Львов, 1995.

Диссертацией является учебник «Печатные машины» / Я. И. Чехман, В. Т. Сенкус, Е. Г. Бирбраер – М.: Книга, 1987. – 304 с, учебные пособия: «Печатные аппараты (основы теории)» / Я. И. Чехман. – К.: УМК ВО, 1989. – 88 с. «Практичні заняття з дисципліни «Друкарське устаткування» / Я. И. Чехман, В. Т. Сенкус, В. Е. Босак. – Львов: УПИ, 1993. – 128 с.

В соответствии с назначением, в этих работах в сжатой форме отражены результаты комплексного исследования механики печатного контакта касающиеся следующих вопросов: методики оценки свойств декельных материалов, исследования передаточного отношения фрикционной пары и механизма силовых явлений в зоне печатного контакта, пульсации нагрузок в замкнутом контуре системы привода печатного аппарата, упругого взаимодействия звеньев печатного пресса и положительной роли предварительного натяга, выявления специфики механики плоскочечатного аппарата и улучшения его работы путем применения более эффективных уравнивающих устройств избыточных работ в приводе. Представлены также результаты работ по созданию более эффективных функциональных систем печатных машин: крепления пластинчатой формы на цилиндре, крепления и натяжения декаля, системы регулировки накатных валиков, автоматической перезарядки самоаклада и приемного устройства, оригинального листовыводного устройства.

Jaroslav I. Chekhman. The research of printing contact mechanisms while solving of the printing machines' improvement problem.

Thesis for a technical sciences' doctor's degree, 05.05.01 profession line – Printing industry machines, agregates and processes, Ukrainian Academy of Printing, Lviv, 1995.

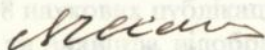
The thesis consists of textbook «Печатные машины»/ Я. И. Чехман, В. Т. Сенкус, Н. Г. Бирбраер – М.: Книга, 1987. – 304с., manuals: «Печатные аппараты (основы теории)» / Я. И. Чехман. – К.: УМК ВО, 1989. – 88 с.; «Практичні заняття з дисципліни «Друкарське устаткування». / Я. И. Чехман, В. Т. Сенкус, В. Е. Босак. – Львов: УПИ, 1993 – 128 с.

In accordance to the purpose, printing contact mechanisms' complex research work results reflects briefly such a questions: methods of a blanket materials' characteristics estimation, research of a friction pair transmission ratio and a press phenomenona in the printing contact zone mechanism, forces oscillation in the printing apparatus drive system close outline, resilient interaction of a printing press sections and a preliminary pressure positive significance, revealment of a flat-bed cylinder press printing apparatus specifics and it's work improvement by the help of more effective the drive's extremal work balancing devices usage. There are given also a results of the works, aimed to create more effective printing machines functional systems: flexible printing plates fastening on a cylinder body, blanket fixing and tensioning, control systems for inking rollers, automatical refeed of a stock table and a delivery device, original sheet-delivering device.

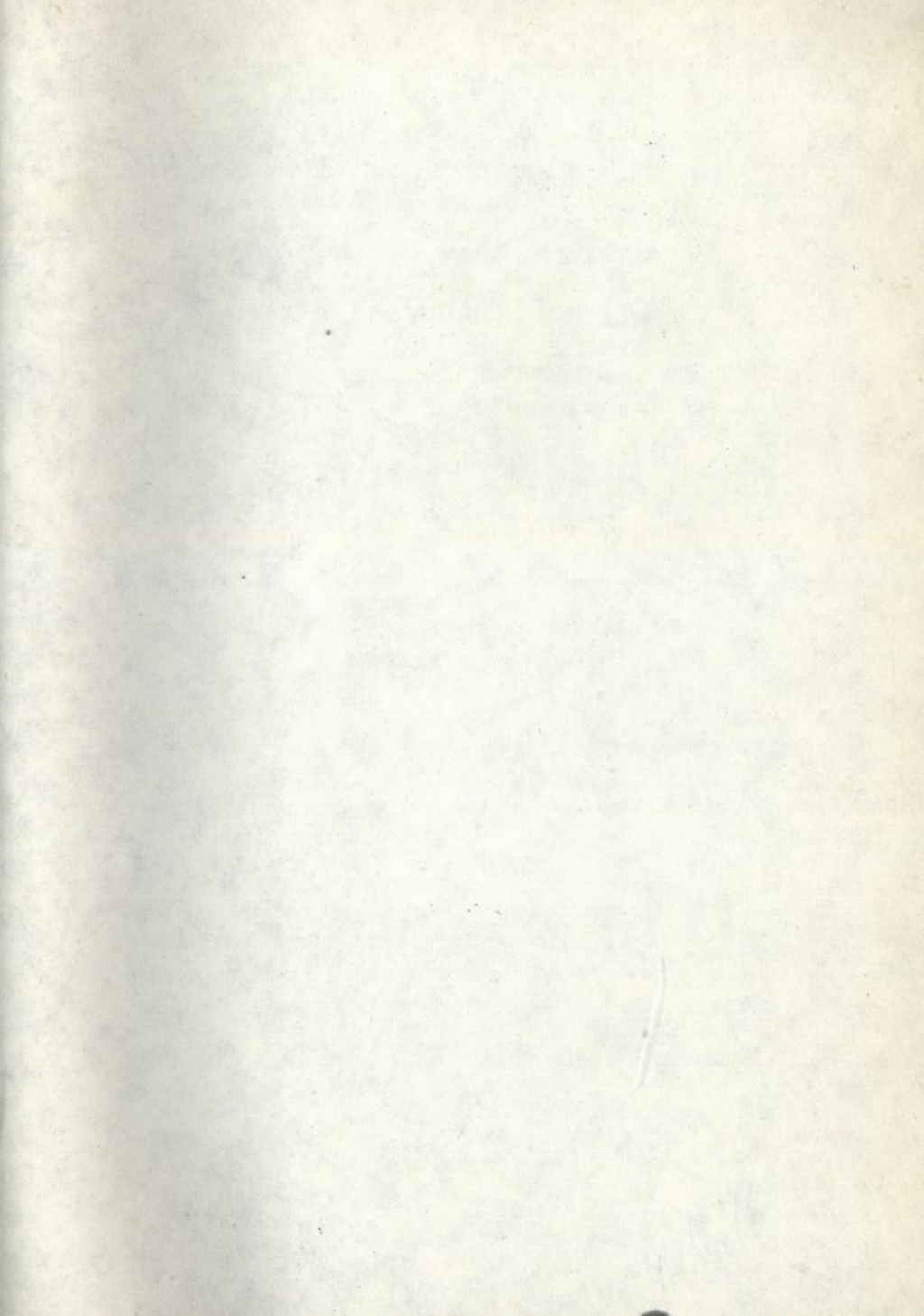
Ключові слова:

Декець, напруження, деформація, релаксація, апарат друкарський, фрикційна пара, передатне відношення, коефіцієнт заповнення форми, відносний зсув контактних поверхонь, тиск при друкуванні, тангенціальні деформації, зона контакту, напружено-деформований стан друкарського пресу, попередній натяг, пружні коливання, динамічна та математична моделі, зрівноваження, апарат плоскодрукарський, закрішення форми, натягнення декаля, перезарядка самонакладу, регулювання накатних валиків, пристрій аркушевовивідний, перезарядка приймального пристрою.

Здобувач:



Я. І. ЧЕХМАН



In accordance to the purpose, printing contact mechanisms' complex research work results reflects briefly such a questions: methods of a blanket materials' characteristics estimation, research of a friction pair transmission ratio and a press phenomenon in the printing contact zone mechanism, forces oscillation in the printing apparatus drive system close outline, resilient interaction of a primary press sections and a preliminary pressure positive influence, improvement of a flat-bed cylinder press printing apparatus specific energy consumption by the help of more effective the drive's external work factor and energy usage. There are given also a results of the works, aimed to create more effective printing machines functional systems: flexible printing plates fastening on a cylinder body, blanket fixing and tensioning, control systems for inking rollers, automatical control of a stock table and a delivery device, original sheet-delivering device.

Ключові слова

Дослідження, напруження, деформація, релаксація, апарат друкарський, фрикційна пара, передачі відношення, коефіцієнт заповнення форми, відривний майданчик контактних формона, тиск при друкуванні, тангенціальні деформації, зона контакту, напружено-деформований стан друкарського пресу, поперечний натяг, пружні коливання, динамічна та статистична моделі, зрівноваження, апарат плоскодрукарський, напруження форми, натягнення дошки, порозрівнення самонакладу, регулювання накатних валів, пристрій згущувальний, пристрій для правильного пристрою.

Здобуток

Моска

Н. І. ЧЕРМАН

448116

AB 33.576