

Міністерство освіти і науки України
Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут»
Луцький національний технічний університет

Ю. М. Кузнєцов, Б. І. Придальний

ПРИВОДИ ЗАТИСКНИХ МЕХАНІЗМІВ МЕТАЛООБРОБНИХ ВЕРСТАТІВ

Монографія

За загальною редакцією Ю. М. Кузнєцова



Луцьк
Вежа-Друк
2016

УДК 621.941.2
ББК 34.412.01
К 89

*Рекомендовано до видання рішенням ради
технологічного факультету Луцького НТУ (протокол № 10 від 21.05.2015 р.),
схвалено вченою радою Луцького національного технічного університету
(протокол № 13 від 23.06.2015 р.)*

Рецензенти:

Саленко О. Ф. – доктор технічних наук, професор (Кременчуцький національний університет ім. М. Остроградського);

Луців І. В. – доктор технічних наук, професор (Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя).

Кузнєцов Ю. М.

К 89 Приводи затискних механізмів металообробних верстатів : монографія /
Ю. М. Кузнєцов, Б. І. Придальний ; за заг. ред. д-ра. техн. наук, проф.
Ю. М. Кузнєцова. – Луцьк : Вежа-Друк, 2016. – 352 с.

ISBN 978-966-940-017-8

У монографії розглянуто сучасний стан проблеми створення приводів затискних механізмів металообробних верстатів та представлено результати попередніх досліджень у напрямі отримання й оцінки нових конструкцій приводів затиску на основі генетико-морфологічного підходу. Сформульовано основні поняття закономірностей розвитку та прогнозування приводів затискних механізмів. Представлено конструкції нових приводів затискних механізмів, багато з яких створені за участю авторів.

Видання адресоване науковцям, аспірантам, магістрам та студентам, які навчаються за напрямками «Інженерна механіка» і «Машинобудування», а також інженерно-технічним працівникам машинобудівної галузі.

Передрук матеріалів монографії частинами, або в цілому без згоди авторів не допускається.

УДК 621.941.2
ББК 34.412.01

ISBN 978-966-940-017-8

© Кузнєцов Ю. М., Придальний Б. І., 2016
© Маліневська І. П. (обкладинка), 2016

ЗМІСТ

Список прийнятих скорочень і позначень.....	6
Вступ.....	7

ГЛАВА 1. ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ ПРО ЗАТИСКНІ МЕХАНІЗМИ І ЇХ ПРИВОДИ

1.1. Призначення затискних механізмів і проблеми їх створення..	8
1.2. Затискний механізм – підсистема верстата як технічної системи.....	13
1.3. Взаємодія затискного механізму з іншими механізмами верстата.....	19
1.4. Вимоги до затискних механізмів і їх приводів.....	21
1.5. Кількісні оцінки характеристик приводів затиску.....	28
1.6. Класифікація приводів затиску.....	32
1.7. Вплив затискного механізму на техніко-економічні показники верстата.....	35
Література до глави 1.....	40

ГЛАВА 2. СХЕМИ І КОНСТРУКЦІЇ ПРИВОДІВ ЗАТИСКУ

2.1. Приводи затиску з геометричним замиканням.....	43
2.2. Приводи затиску з силовим замиканням.....	51
2.3. Приводи затиску, що використовують дію відцентрових сил інерції.....	59
2.4. Приводи затиску з фрикційним замиканням.....	68
2.5. Приводи затиску змінної структури.....	74
2.6. Комбіновані приводи затиску.....	97
2.7. Затискні механізми з автоматичним регулюванням.....	104
2.8. Електромеханічні затискні механізми.....	116
Література до глави 2.....	131

ГЛАВА 3. ПЕРЕДАЧА СИЛ В ПРИВОДАХ ЗАТИСКУ

3.1. Загальні принципи передачі сил в затискних механізмах.....	137
3.2. Взаємодія приводів затиску із затискним патроном.....	139
3.3. Передатно-підсилюючі і пружні ланки в приводах затиску.....	147
3.4. Передача сил в приводах затиску без врахування впливу відцентрових сил.....	154
3.5. Передача сил в приводах затиску з врахуванням впливу відцентрових сил.....	157

3.6. Силові портрети затискних механізмів з різними приводами затиску та затискними патронами.....	165
Література до глави 3.....	172

ГЛАВА 4. ТЕОРЕТИЧНИЙ АНАЛІЗ І МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСІВ В ЗАТИСКНИХ МЕХАНІЗМАХ З РІЗНИМИ ПРИВОДАМИ

4.1. Енергетичний баланс і фізичні моделі затискних механізмів..	175
4.2. Вплив кінематичних і динамічних факторів на силові характеристики приводів затиску.....	179
4.3. Динамічні і математичні моделі затискних механізмів з різними приводами затиску.....	184
4.4. Теоретичний аналіз процесу передачі сил і енергії в гідравлічних і гідромеханічних приводах затиску.....	188
4.5. Теоретичний аналіз процесу передачі сил і енергії в пневматичних і пневмомеханічних приводах затиску.....	193
4.6. Теоретичний аналіз процесу передачі сил і енергії в електромеханічних приводах затиску.....	196
Література до глави 4.....	204

ГЛАВА 5. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРИВОДІВ ЗАТИСКУ

5.1. Стенди, оснащення і апаратура для експериментальних досліджень затискних механізмів.....	206
5.2. Методики експериментальних досліджень.....	220
5.3. Експериментальні дослідження силових характеристик затискних механізмів в статиці.....	232
5.4. Експериментальні дослідження силових характеристик затискних механізмів в динаміці.....	239
Література до глави 5.....	252

ГЛАВА 6. ГЕНЕТИКО-МОРФОЛОГІЧНИЙ ПІДХІД ДО СИНТЕЗУ ПРИВОДІВ ЗАТИСКУ

6.1. Закони еволюції затискних механізмів з різними джерелами енергії і її перетворювачами.....	256
6.2. Опис затискних механізмів з різними силовими потоками на різних рівнях складності структури.....	270
6.3. Опис приводів затиску з різними перетворювачами сили і енергії та видом передаючого середовища.....	275

6.4. Морфологічний синтез приводів затиску.....	280
6.5. Застосування генетичних операторів для структурно- схемного синтезу приводів затиску.....	284
6.6. Шпиндельні вузли з різними перетворювачами в затискних механізмах.....	291
Література до глави 6.....	301

ГЛАВА 7. РЕКОМЕНДАЦІЇ ПО УДОСКОНАЛЕННЮ, ПРОЕКТУВАННЮ І ПРОГНОЗУВАННЮ ПРИВОДІВ ЗАТИСКУ ДЛЯ ВИСОКОШВИДКІСНОЇ ОБРОБКИ

7.1. Алгоритм проектування приводів затиску, які працюють на високих частотах обертання шпинделя.....	306
7.2. Нові схеми і конструкції приводів затиску.....	314
7.3. Задачі параметричного синтезу приводів затиску.....	331
7.4. Прогнозування розвитку приводів затиску токарних і фрезерних верстатів з ЧПК для високошвидкісної обробки.....	336
7.5. Передумови для автоматизованого проектування затискних механізмів з різними приводами затиску.....	339
Література до глави 7.....	345

СПИСОК ПРИЙНЯТИХ СКОРОЧЕНЬ І ПОЗНАЧЕНЬ

БТА – багатошпиндельний токарний автомат;
ВК – вузол керування;
ВП – важільна передача;
ГД – гідродвигун;
ГП – гвинтова передача;
ГЦ – гідроциліндр;
Д – деталь, що обробляється;
ДЕ – джерело енергії (підвід енергії для затиску і розтиску);
ЕД – електродвигун;
ЕПЗ – елемент передачі зусилля;
З – зубчата передача;
ЗЕ – затискний елемент затискного патрона;
ЗЛ – з'єднуюча ланка;
ЗМ – затискний механізм;
ЗП – затискний патрон;
К – кулачок;
МЗ – муфта затиску;
Н – насос;
ОЗ – об'єкт затиску;
ОТА – одношпиндельний токарний автомат;
ПГП – пневмогідравлічний підсилювач;
ПЕ – перетворювач енергії;
ПЗБ – піноль задньої бабки;
ПЛ – пружна ланка;
ПЛР – пружна ланка розтиску;
ППМ – передавально-підсилюючий механізм;
ПрЗ – привод затиску (привод затискного механізму) ;
ПрР – привод розтиску;
ПСМ – пружна система механізму затиску;
ПЦ – пневмоциліндр;
ТА – токарний автомат;
ТРВ – токарно-револьверний верстат;
ТС – технічна система.

ВСТУП

Підвищення техніко-економічних показників роботи металорізальних верстатів пов'язано з покращенням характеристик їх основних механізмів та пристроїв керування. При безперервному вдосконаленні верстатів їх затискні механізми (ЗМ) тривалий період зберігають традиційне виконання із закладеною в них інформацією від попередніх поколінь. Це стримує розвиток структури верстата в цілому при вимогах сучасності, що пов'язані з високошвидкісною, високопродуктивною і прецизійною обробкою, швидким переналагодженням, широкодіапазонністю, зниженням витрат енергосировинних ресурсів та ін. Забезпечення лише сили затиску та міцності ЗМ, що є лише необхідною умовою, але недостатньою, бо вже не відповідає сучасним вимогам до роботи металообробного обладнання.

Привод затиску (ПрЗ), як основний елемент ЗМ, визначає його характеристики. ПрЗ, як система, що змонтована на шпинделі верстата і складає з ним єдину структуру, впливає також на його функціональні властивості, конструкцію, взаємодію з іншими елементами верстата та ін.. У монографії переважно представлені розробки авторів, що стосуються схем і конструкцій ПрЗ, які сприяють покращенню характеристик і параметрів обробки деталей.

Від силових та енергетичних характеристик ЗМ і зокрема ПрЗ залежать: інтенсивність режимів різання, що визначає витрати основного часу обробки; швидкість затиску і розтиску, що визначає витрати допоміжного часу обробки; стабільність і надійність затиску, що визначає можливість та якість обробки некаліброваних і тонкостінних заготовок, обмеження швидкості різання і надійність роботи верстатів; якість поверхні і точність оброблюваного виробу; витрати енергії. Загалом всі вищеперераховані характеристики визначають продуктивність, якість і собівартість обробки деталей на верстатах та розширення їх технологічних можливостей.

Автори висловлюють велику вдячність професорам Луціву І.В. і Саленку О.Ф. за цінні поради та рекомендації, висловленні під час рецензування монографії.

ГЛАВА 1. ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ ПРО ЗАТИСКНІ МЕХАНІЗМИ І ЇХ ПРИВОДИ

1.1. Призначення затискних механізмів і проблеми їх створення

Для отримання необхідної точності і продуктивності формоутворення в технологічній системі верстата повинен забезпечуватися координатний зв'язок елементів і зберігатися їх початкове положення при різних збуреннях/

Задане положення елементів у системі координат верстата XYZ (рис. 1.1) зберігається за допомогою затискних механізмів (ЗМ), пристроїв і пристосувань. ЗМ при певному законі формоутворення фіксує заданий зв'язок у вигляді вектора $\bar{p}$ між заготовкою

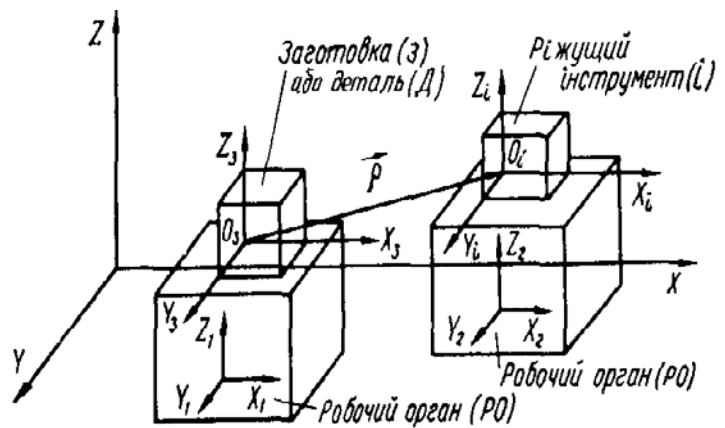


Рис. 1.1. Схема координатних зв'язків основних елементів в технологічній системі металорізального верстата

(з системою координат $X_3Y_3Z_3$) і ріжучим інструментом (з системою координат $X_iY_iZ_i$), які розташовані на рухомих робочих органах (з системами координат відповідно $X_1Y_1Z_1$, $X_2Y_2Z_2$) [14, 25]. В автоматичному циклі верстата ЗМ виконує функції затиску-розтиску і утримання об'єкту закріплення в затиснутому стані протягом процесу різання.

У верстатах-автоматах і автоматичних лініях ЗМ призначений для закріплення заготовок або деталей (Д), автоматично змінюваних ріжучих інструментів (І) і нерухомих робочих органів (РО) після їх установочних переміщень. Залежно від форми поверхні, що затискається об'єкт затиску (ОЗ) (рис. 1.2) має різні бази (конструкторські, складальні, технологічні, направляючі, установочні та ін.), піддається різним збуренням $f_i(t)$ і послідовним впливам $f_1(t) \dots f_4(t)$ за циклом (рис. 1.3): переміщення (позиціонування, введення в робочу зону) і установка в необхідне положення (останов на упорі); затиск; обробка (різання); розтиск і відведення (розвантаження) [25].

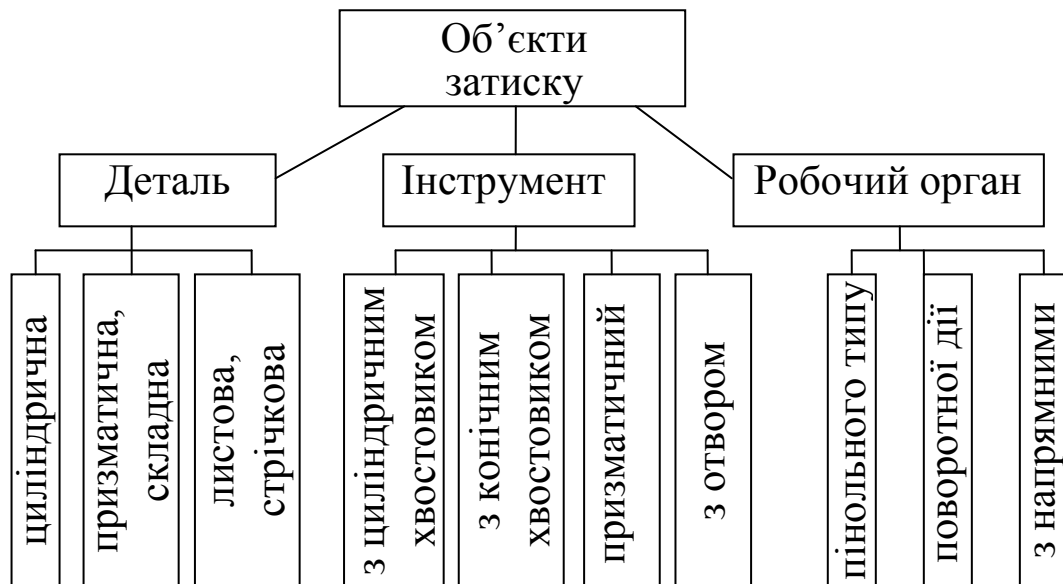


Рис. 1.2. Структура форм об'єктів затиску

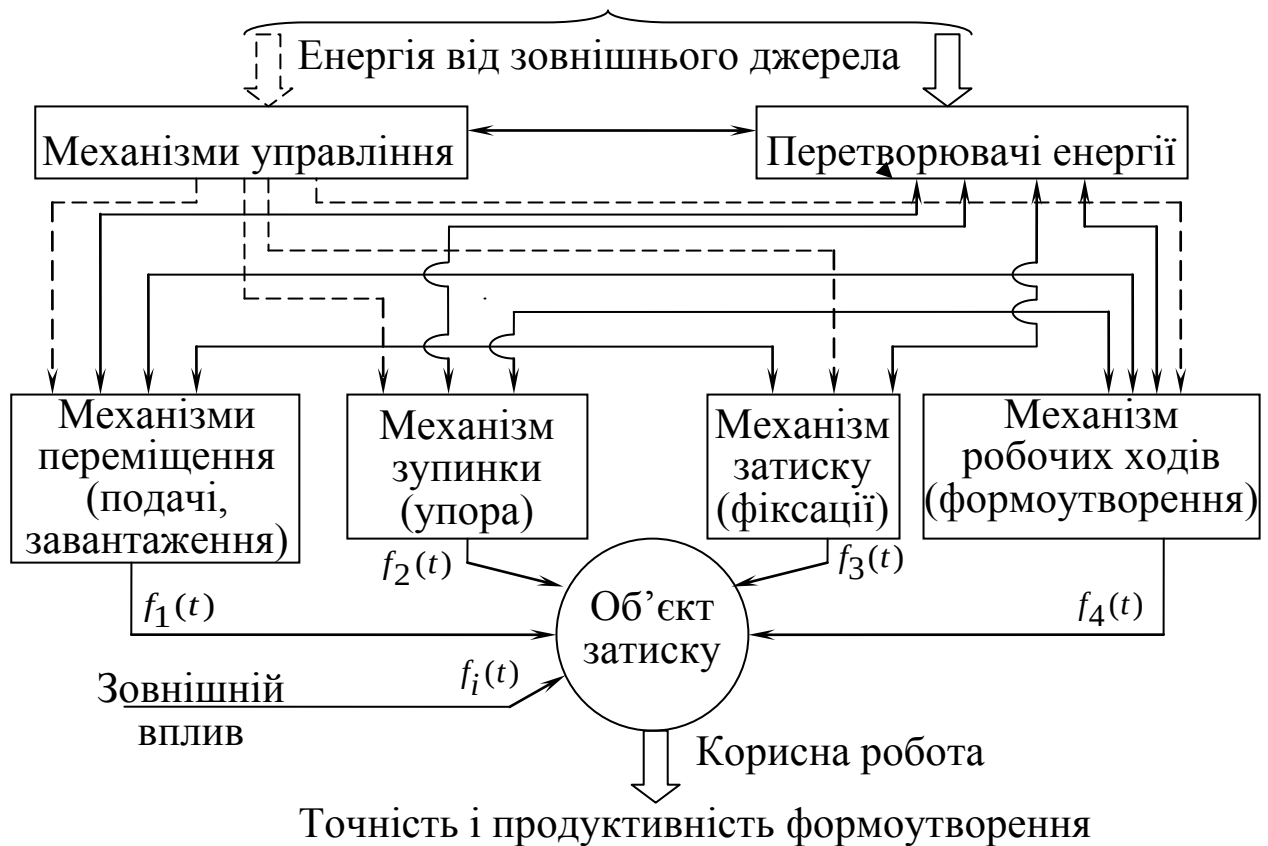


Рис. 1.3. Узагальнена схема взаємодії ЗМ з об'єктом закріплення

Механізований ЗМ як система складається з наступних елементів (рис. 1.4): джерело енергії 1, командний пристрій 2, силовий пристрій 3, що має можливість силової взаємодії через передаючий елемент 4 з виконавчим пристроєм 5, який безпосередньо забезпечує затиск [1, 5, 13]. Зазвичай кожен елемент

відокремлений від іншого, але іноді силовий, передаючий та виконавчий пристрої виконують об'єднаними у вигляді одного вузла. При ручному управлінні ЗМ м'язова сила прикладається безпосередньо до виконавчого пристрою – затискного патрону (ЗП).

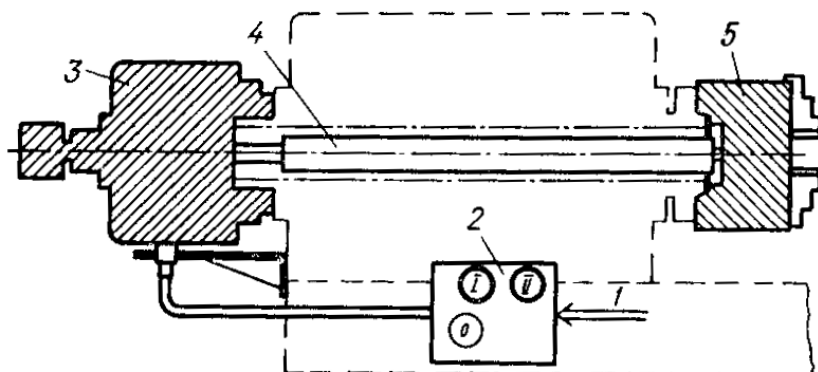


Рис. 1.4. Типова схема механізованої системи ЗМ

Проблеми, що пов'язані із створенням конструкції ЗМ, є наслідком існування протиріч між вимогами до характеристик роботи та конструкції ЗМ загалом і його складових частин (рис. 1.4) зокрема. Різноманіття вимог до ЗМ як у процесі затиску, так і в процесі різання при їхньому взаємозв'язку приводить до великої безлічі різних схем і конструкцій, серед яких потрібно обрати оптимальні за відповідними критеріями якості.

Прагнення до здешевлення продукції металообробного виробництва обумовлюють вимоги до підвищення продуктивності обробки та зменшення вартості готової деталі. При обробці на токарному автоматизованому верстаті ці вимоги можуть бути сформульовані стосовно його ЗМ як необхідність затиску відносно дешевого гарячекатаного прутка, що має значні відхилення радіального розміру від номінального значення, із забезпеченням характеристик затиску, що необхідні для досягнення максимальних режимів різання та якості обробки. Також існує ряд інших факторів, що пов'язані з характеристиками ЗМ і визначають продуктивність та якість обробки: конструкція ЗМ як елемент, що змонтований на шпинделі впливає на його динамічні характеристики. Швидкодія ЗМ впливає на тривалість автоматичного циклу обробки, а вид замикання силового контуру впливає на енергоефективність і надійність процесу затиску та ін.. Наприклад, в традиційних конструкціях ЗМ часткова стабілізація величини зусилля затиску заготовок з відхиленнями діаметральних розмірів зазвичай забезпечується за рахунок

зменшення жорсткості механізму шляхом використання силового замикання або введення пружних елементів. Поєднання жорсткості та стабільності зусилля при затиску некаліброваних заготовок частково можна досягнути шляхом застосування в складі ЗМ приводів затиску (ПрЗ) із ланками самоналагодження, що були розроблені в НТУУ «КПІ». Однак ПрЗ з ланками самоналагодження притаманні інші недоліки: підвищення металоємності, складності і ціни виробу, зменшення надійності і динамічних характеристик шпиндельного вузла та ін..

Постійне вдосконалення різальних інструментів дає змогу підвищувати режими різання, що відкриває нові можливості у напрямку збільшення продуктивності обробки за рахунок підвищення частоти обертання шпинделя. Це також обумовлює необхідність забезпечення стабільності величини зусилля затиску заготовки при значних підвищеннях частоти обертання шпинделя. У зв'язку з постійним зростанням вимог до продуктивності і надійності роботи устаткування, необхідністю економії енергії і сировини, зниження металоємності верстатів стає все більш актуальною проблемою створення ЗМ для високошвидкісної обробки.

Складна структура системи ЗМ має багаторівневе ієрархічне ділення на більш прості елементи, тобто містить на різних рівнях кореневого дерева безліч P вершин (рис. 1.5). Так наприклад, ЗМ з геометричним замиканням токарного автомата можна функціонально або конструктивно розділити на основні вузли: джерело енергії (ДЕ); перетворювачі енергії (ПЕ); вузол керування (ВК); ПрЗ; ЗП; деталь (Д). При збільшенні вершин число різних дерев росте за співвідношенням P^{P-2} .

Істотно різні (неізоморфні) дерева підраховуються комбінаторними методами за допомогою функцій і їх менше. Число вершин дерев усієї системи ЗМ може бути досить великим, що потребує перебору великої кількості можливих варіантів структури. Тому задача автоматизованого проектування ЗМ з застосуванням ЕВМ є також актуальною (див. гл. 7, п. 7.5).

При проектуванні ЗМ приходиться вирішувати багаторівневі задачі різної складності, пов'язані з вибором принципу (або способу) затиску, тобто керівної технічної ідеї, структури для обраного принципу затиску, схеми для обраної структури і конструкції з кращими (оптимальними) параметрами при обраній схемі. При оптимальному проектуванні ЗМ на різних рівнях необхідно

систематично враховувати всі фактори, що роблять істотний вплив на обсяг проектування, і вести цілеспрямований, планомірний пошук шуканого рішення, використовуючи системний підхід, тобто об'єкт і процес проектування розглядати як систему, взаємодіючу з суміжними системами і навколишнім середовищем.

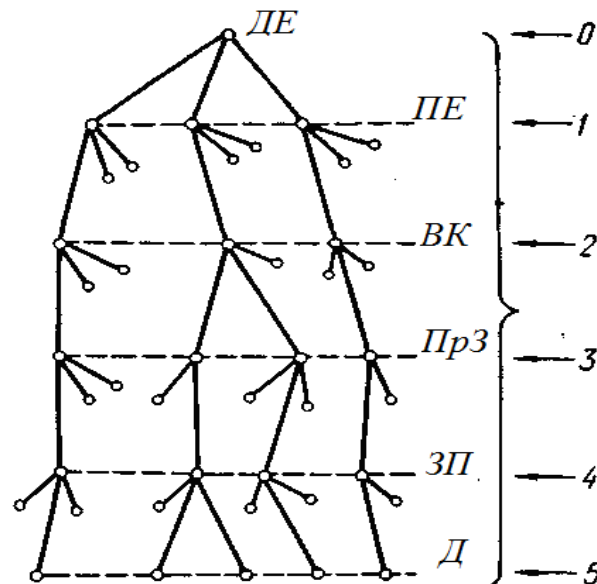


Рис. 1.5. Кореневе дерево системи ЗМ

Найбільш складними і важливими є задачі, пов'язані з пошуком нових технічних ідей, зокрема, нових принципів затиску і нових ефектів, що використовують знання в області фундаментальних наук, сучасні досягнення в науці і техніці на рівні відкриттів і винаходів. Ці задачі важко зформулювати, вони вимагають застосування теорії неформальних процедур, прийняття рішень при неповній вихідній інформації, укрупнення критеріїв оптимізації і діалогової роботи з ЕВМ, наділених штучним інтелектом і імітаційною системою САПР.

При синтезі структур та схем ЗМ, як і параметричному синтезі, під критерієм якості можна підрозумівати конструктивні, економічні, технологічні, експлуатаційні та інші показники (об'єм, маса, сила, жорсткість, точність, довговічність, компактність, технологічність, вартість, трудоемкість та ін.), за величиною яких з будь-яких двох ЗМ можна обрати кращий. Цільова функція являє собою математичну залежність критерія якості від параметрів, що оптимізуються, тому в більш широкому розумінні цільова функція – це спосіб визначення критерію якості. Узагальнений набір змінних, який використовується при постановці задач структурної та схемної оптимізації, являє собою множину структурних елементів та схемних зв'язків.

Для складних систем ЗМ постановка та рішення задач структурної оптимізації зіштовхується з двома складностями: виникає надто велика кількість змінних; структурні змінні на різних рівнях мають занадто нерівноцінний вплив на критерій якості, що призводить до наперед відомого великого числа малоефективних кроків пошуку. Вказані ускладнення можна подолати при постановці задачі структурної оптимізації та виборі змінних, шляхом розділення багаторівневої задачі на велику кількість менш складних дворівневих задач, які краще розглядати послідовно зверху до низу. При проектуванні ЗМ задачі структурної оптимізації можна вирішувати на трьох рівнях, орієнтуючись на дворівневі задачі.

Задачі структурно-схемного синтезу ПрЗ та ЗП різного призначення представлені в [3, 14]. Однією з особливостей структурно-схемного синтезу ЗМ, наприклад, пруткових автоматів є можливість створення механізмів, що працюють за новими принципами за рахунок інтергії функцій окремих елементів. Введення одного нового елемента може докорінним чином змінити всю систему ЗМ.

Необхідною умовою вирішення задачі I рівня є збереження всіх функцій ЗМ та верстата в цілому, тобто ЗМ повинен задовольняти у процесі експлуатації всі необхідні вимоги. Разом з тим виникає запитання, як з мінімальними витратами ресурсів отримати механізм, що задовольняє поставленим вимогам за точністю та швидкодією. Таким чином, при рішенні задач вибору принципу затиску необхідно враховувати ряд факторів та обмежень конструктивно-технологічного та економічного характеру.

Подальший розвиток ЗМ вимагає подолання протиріч між продуктивністю процесу обробки і якісними характеристиками затиску. Один з напрямів створення ефективних ЗМ заключається у розробці способу виявлення схемно-компоновочних рішень, що дозволять більш оптимально поєднати необхідні для ефективної роботи верстата характеристики ЗМ.

1.2. Затискний механізм – підсистема верстата як технічної системи

З позицій системного підходу система ЗМ розглядається як підсистема верстата (рис. 1.6), в якій як в робочій машині функції системи реалізуються через потоки: матеріальні (S), енергетичні (En)

та інформаційні (І) [9]. Ці три типи потоків (або впливів) при будь-якому процесі перетворення здійснюються людьми, технічною системою (ТС) і оточенням.

Потоки, що відображають перетворення вхідного стану у вихідний, можна представити сукупністю елементарних функцій, які у свою чергу реалізуються фізичними операціями. Невикористана частина потоків повертається у зовнішнє середовище. При цьому ЗМ як ТС реалізує певний набір (вектор) функцій, що задовольняють вектору споживачів, заради виконання яких власне і створюється дана ТС.

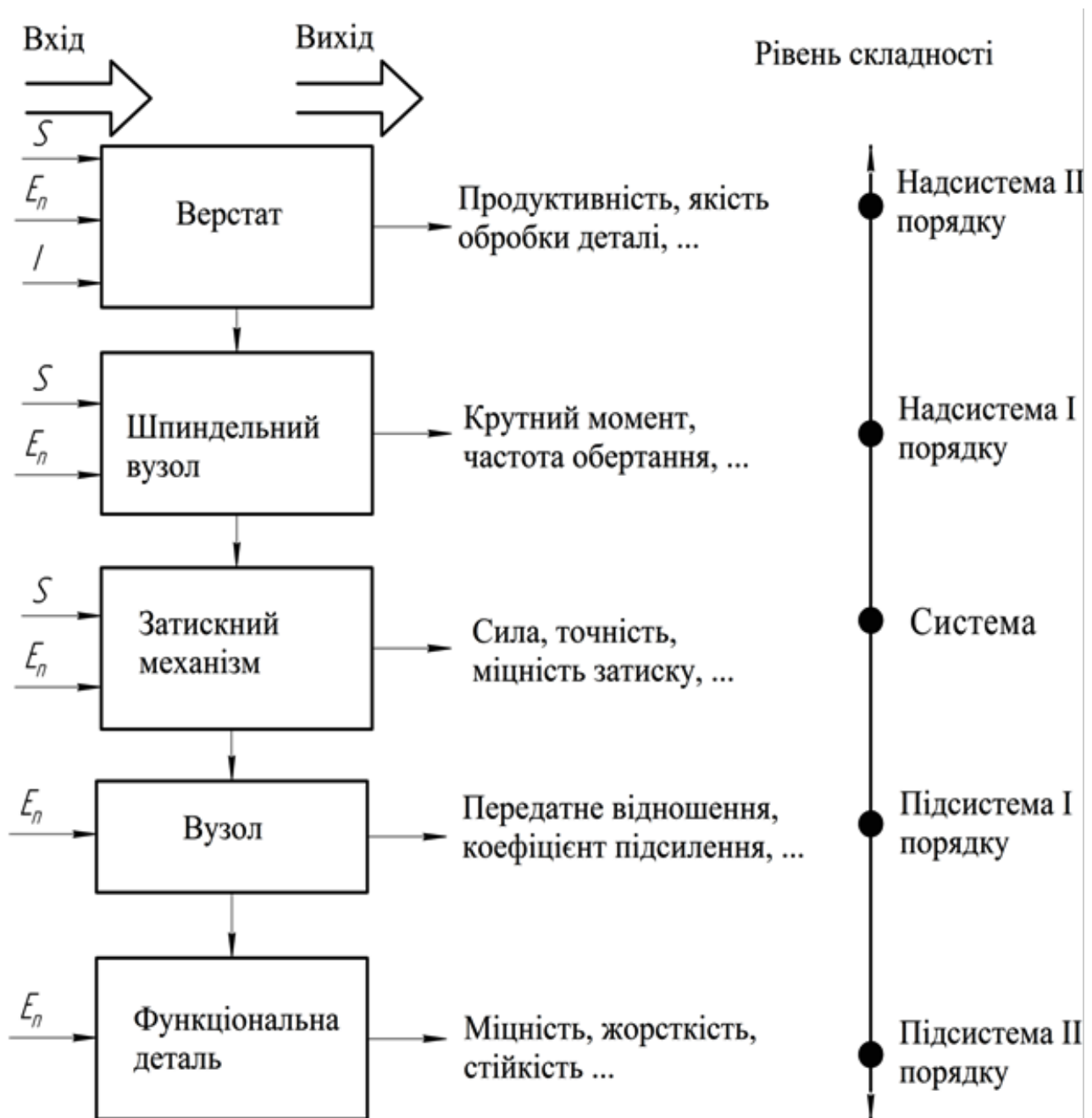


Рис. 1.6. Розташування ЗМ в ієрархії підсистем верстата

Аналіз показав, що незалежно від призначення, схеми роботи і конструктивного виконання система ЗМ має загальну структуру і функціональну схему [14, 17] (рис. 1.7), що включають: ДЕ і ПЕ; ВК; ПрЗ, що містить передавально-підсилювальний механізм (ППМ), пружну ланку (ПЛ), що є елементом пружної системи механізму (ПСМ), регульовальну ланку (РЛ) та елементи передачі зусилля (ЕПЗ); ЗП. ЕПЗ виконує функцію передачі сили F_{a1} (S_{Σ}) або моменту M_{a1} (M_{KP}) до виконавчого органу – ЗП (або пристосування), що перетворює осьову силу F_{a1} в зусилля затиску F_{r2} яке прикладається до об'єкта затиску (ОЗ). У випадку металорізальних верстатів ОЗ найчастіше є оброблювана деталь (Д). ЗП використовується для безпосереднього закріплення деталі (або декількох деталей) та складається з передавально-підсилювальних ланок (ППЛ) і затискних елементів (ЗЕ), розташованих в одному (або декількох) рядах (або місцях).

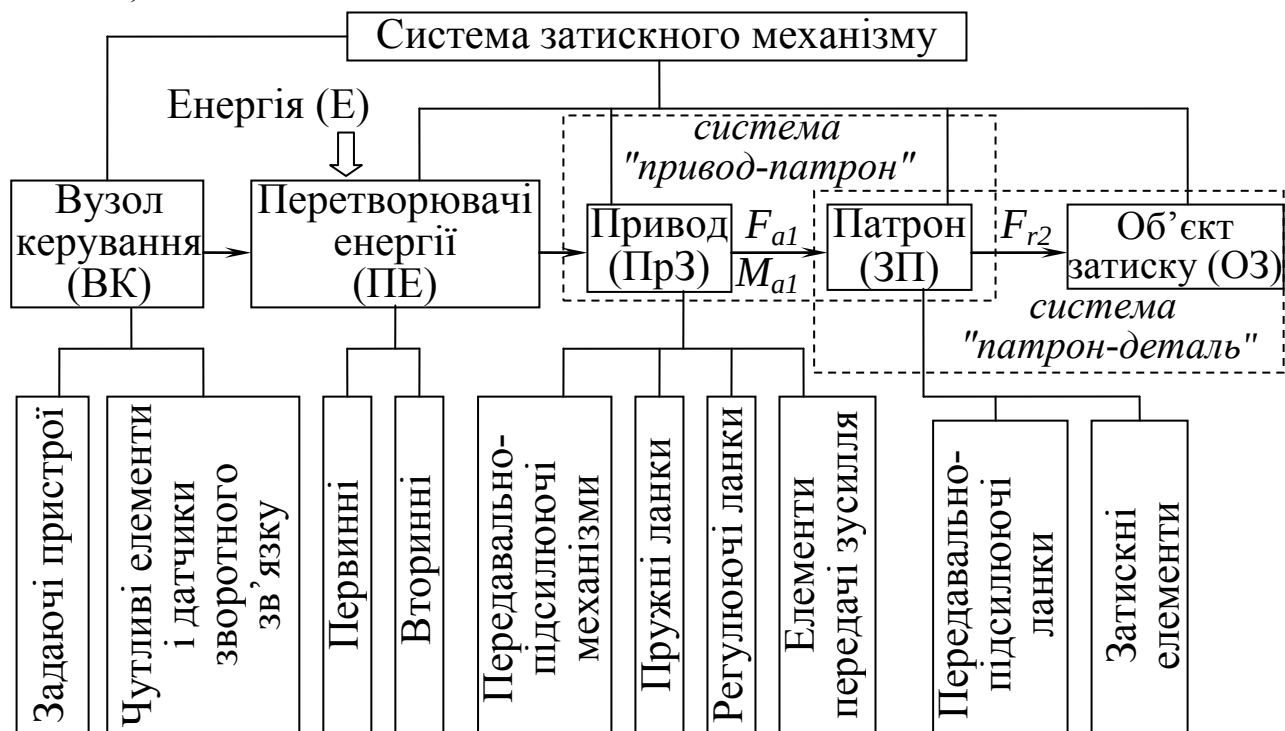


Рис. 1.7. Узагальнена структурно-функціональна схема ЗМ токарного автомата

ДЕ може бути загальним для всього верстата або індивідуальним – тільки для ЗМ. Енергетичною характеристикою джерела є потужність: електродвигуна, гідронасоса, гідродвигуна, компресора, вакууму-насоса; сил пружності пружини, магнітного притягання, відцентрових сил; імпульсу сили для приводів ударної і вибухової дії, тиску і т. д.

ВК складається із задаючого пристрою (ЗДП), чутливих елементів (ЧЕ) і датчиків зворотного зв'язку (ДЗЗ). Він керує циклом роботи системи ЗМ відповідно до циклу роботи верстата і, з одного боку, пов'язаний з ПрЗ, а з іншого боку – з ДЕ.

Створення натягу в ЗМ для надійної фіксації заготовки під час обробки здійснюється за рахунок роботи ПСМ, до складу якої може входити ПЛ з лінійною або нелінійною характеристикою. У випадку відсутності необхідності у значних деформаціях ПСМ виконують без ПЛ а натяг в ЗМ забезпечується за рахунок пружних деформації усіх його елементів.

У будь-якій системі ЗМ є підсистеми, які можна розглядати як самостійні системи [23, 27]. До них відносяться підсистеми "привод–патрон" (ПрЗ –ЗП) і "патрон–деталь" (ЗП–Д), кожна з яких може бути в свою чергу багатоланковою і складною.

Таким чином, з позиції системного підходу, ЗМ як технічну систему також можна представити на різних рівнях ієрархії (рис. 1.8), що складається з підсистем різних рівнів [2, 4, 9], тобто складна структура системи ЗМ має багаторівневий ієрархічний поділ на більш прості елементи. Зокрема ЗМ можна розділити на вузли, що також мають по елементну структуру (рис. 1.9).

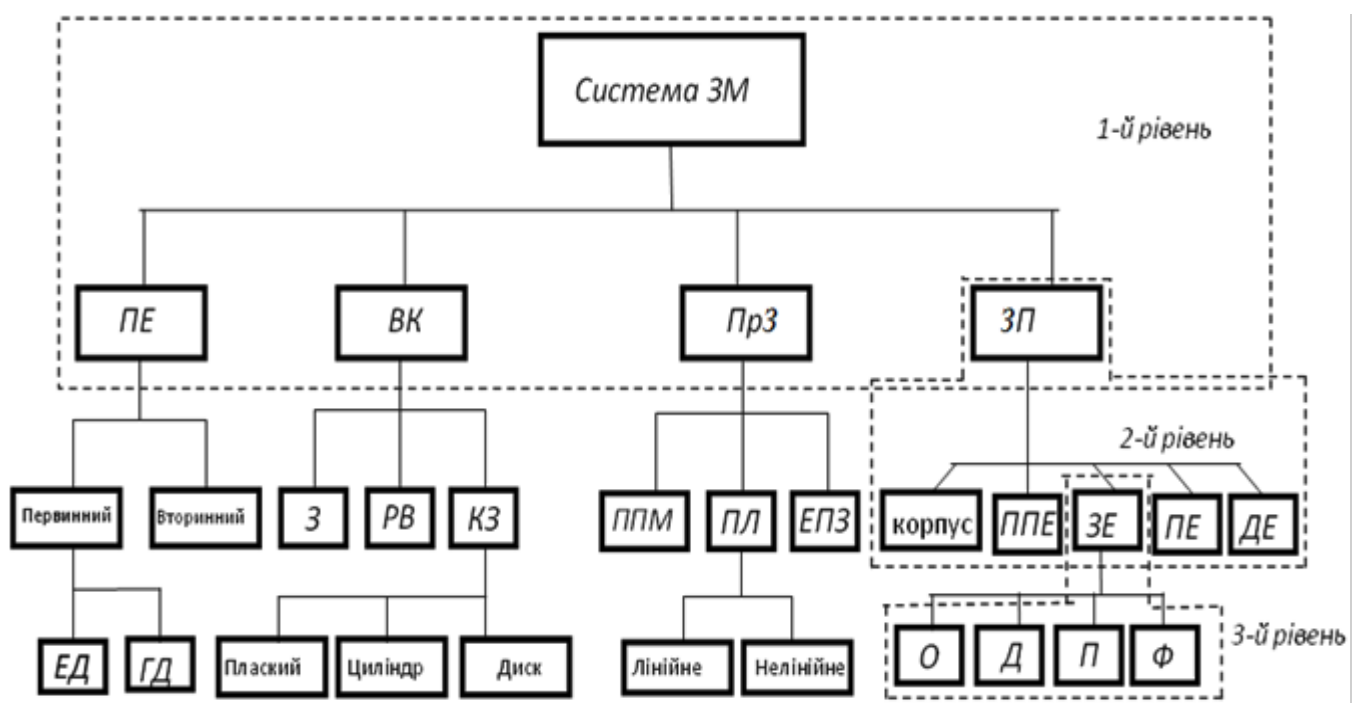


Рис. 1.8. Приклад трьохрівневого ієрархічного ділення структури ЗМ з геометричним замиканням токарного автомата

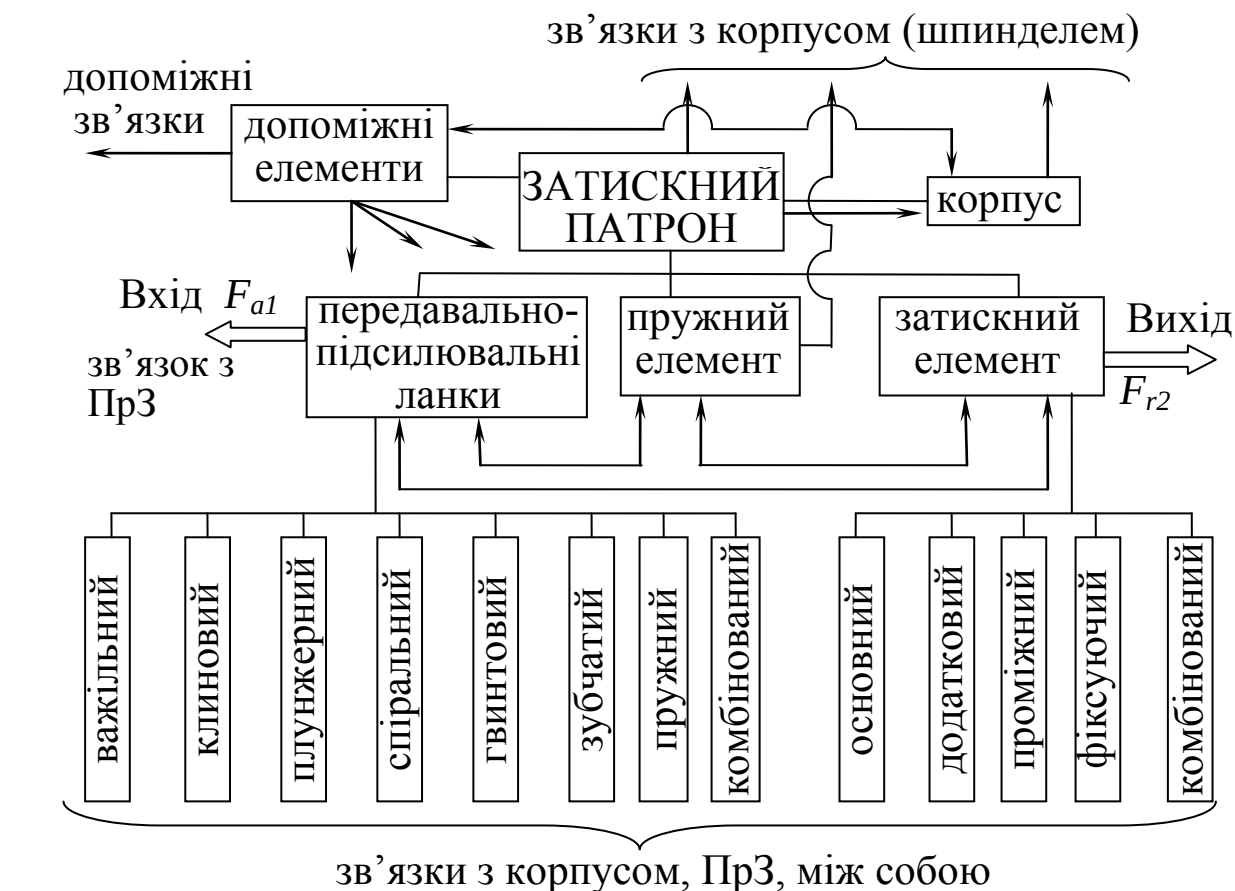
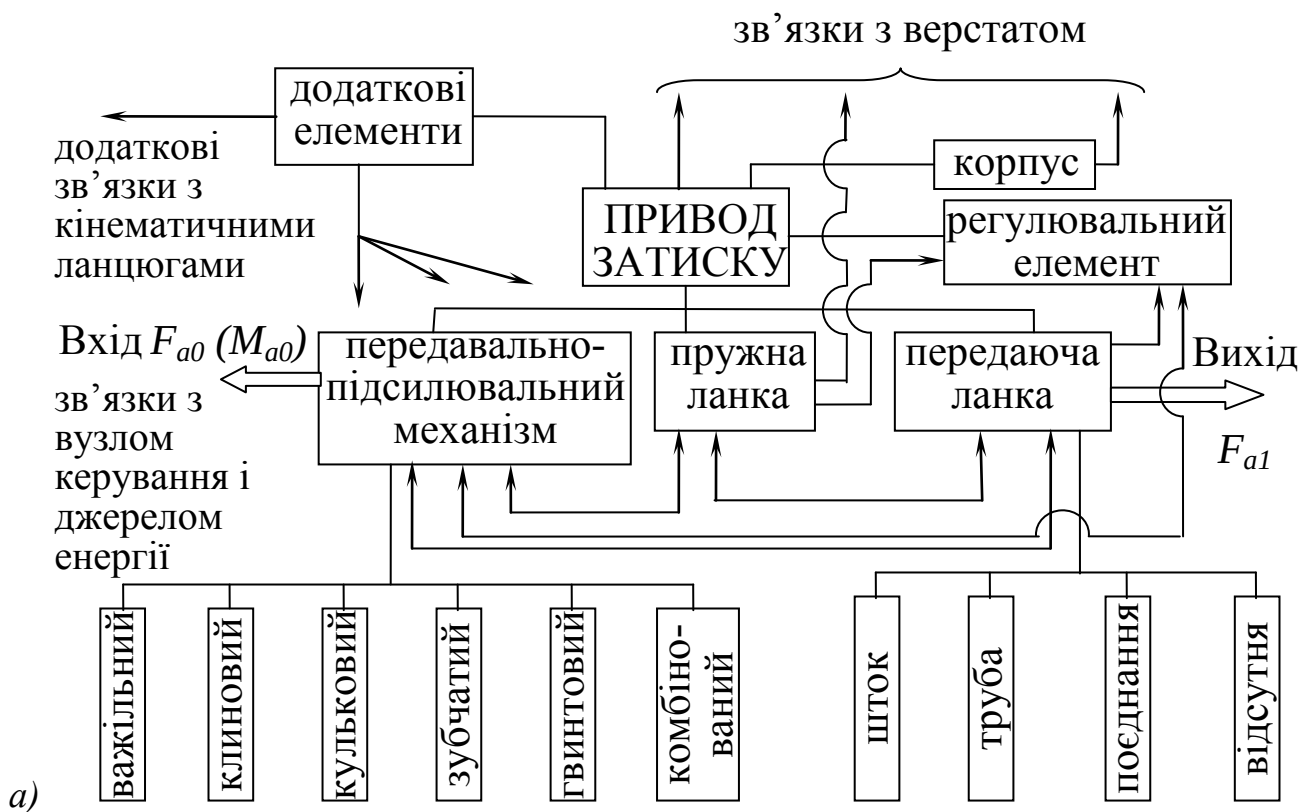


Рис.1.9. Поелементні структури ПрЗ (а) і ЗП (б) ЗМ механічного виконання токарного автомата

Наприклад, ЗМ з геометричним замиканням для токарного автомата функціонально або конструктивно ділять на основні вузли (рис. 1.8): ПЕ, ВК, ПрЗ, ЗП. Кожен вузол поділяють на декілька підвузлів (блоків, з'єднань, ланок, механізмів): ПЕ – на первинний і вторинний, первинний ПЕ може бути у вигляді електродвигуна (ЕД), гідродвигуна (ГД) чи гідронасоса і т.д.; ВК – на зубчасту передачу (З), розподільчий вал (РВ), кулачок затиску (КЗ); ПрЗ – на ППМ, ПЛ, ЕПЗ; ЗП – на корпус, ППЛ, ЗЕ, пружний елемент (ПЕ), допоміжні елементи (ДЕ).

ППМ, що використовується у структурі ПрЗ, може бути (рис. 1.9, а) важільним, клиновим, кульковим, зубчастим, гвинтовим або комбінованим. ЕПЗ може бути виконаним у вигляді штока (Шт), труби (Тр), їх комбінації і може бути відсутнім. У структурі ЗП можуть використовуватися ЗЕ (рис. 1.9, б): основний (О), додатковий (Д), проміжний (П), фіксуєчий (Ф) або комбінований.

РЛ призначена для можливості співставити необхідну довжину ланки механізму з фактичним розміром заготовки чи зусиллям затиску і зафіксувати цю довжину. Функцію ланки регулювання в більшості конструкцій ЗМ виконує гайка, що встановлена на одному з елементів ПрЗ, наприклад на трубі затиску.

Енергія, що споживається ЗМ, в кінцевому результаті витрачається на деформацію його елементів, в тому числі пружно-пластичні деформації в контактах ЗЕ і Д та роботу, що витрачається для подолання сил тертя.

Таким чином, ЗМ як підсистему ТА в загальному випадку можна представити як ТС, що також містить підсистеми “привод-патрон” і “патрон-деталь”. Підсистема “привод-патрон” містить всі елементи – від джерела енергії (електродвигун, мережа стиснутого повітря і т.д. – зона 1 рис.1.10) до входу ЗП.

Через ряд проміжних або перетворюючих ланок і пристроїв, що керують затиском і розтиском заготовки в циклі роботи верстата (зона 2), енергія підводиться до тих елементів системи, які розташовуються безпосередньо на шпинделі разом з підсистемою “патрон-деталь” (зони 3–5). В кінцевому результаті енергія, що споживається ЗМ витрачається на деформацію цих елементів, в тому числі пружно-пластичні деформації в контактах ЗЕ і ОЗ, та роботу для подолання сил тертя.

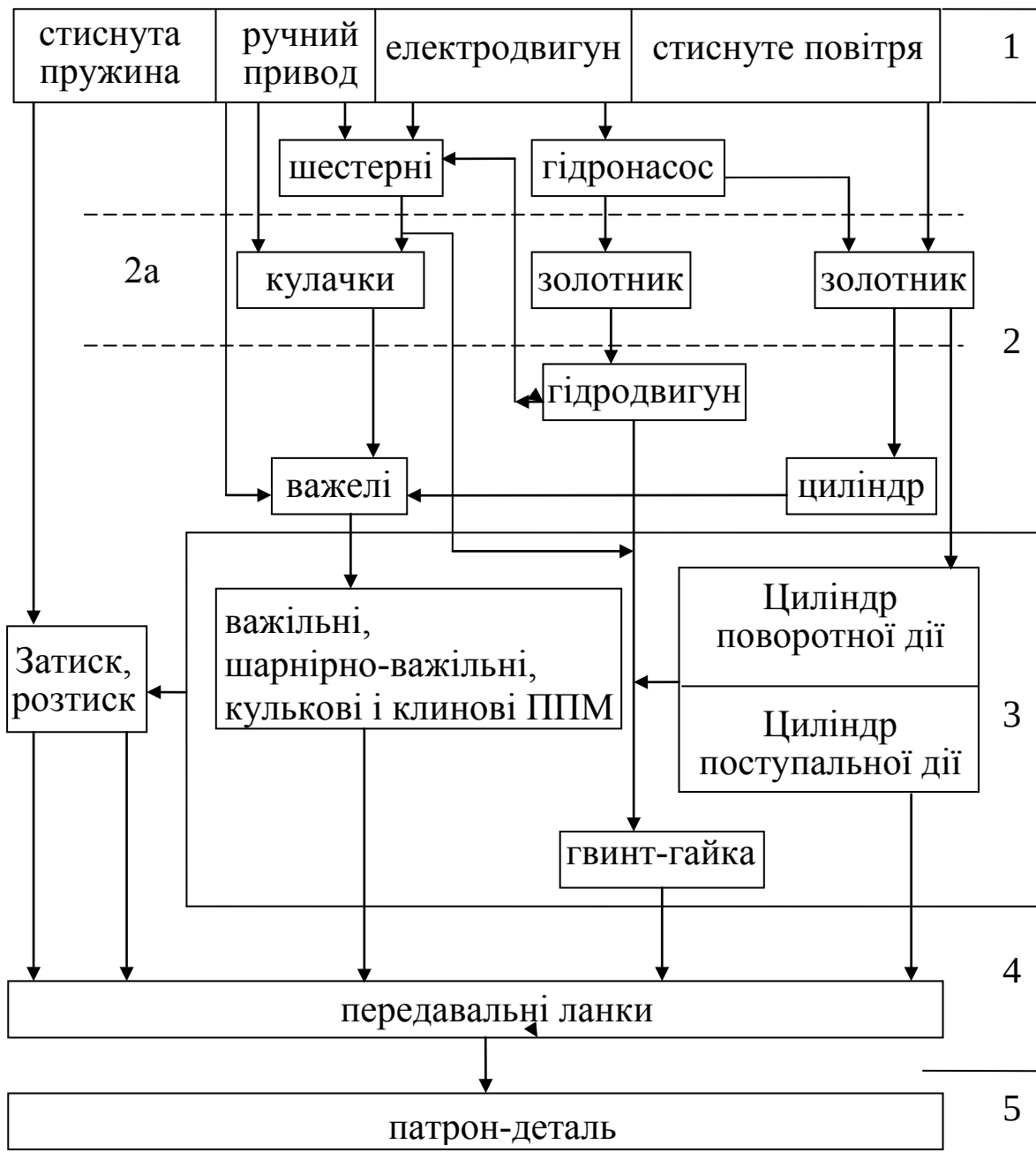


Рис. 1.10. Структурна схема 3М за зонами: 1– джерела енергії; 2– пристрої управління і передачі енергії (2а– пристрої управління); 3– передавально-підсилювальні механізми; 4 – передавальні ланки. Підсистеми: "привод-патрон"– зони 2–4; "патрон-деталь"– зона 5

1.3. Взаємодія затискного механізму з іншими механізмами верстата

Взаємодія 3М з іншими механізмами верстата обумовлена реалізацією функцій 3М як підсистеми верстата. Функції у системі 3М реалізуються через енергетичні (En) та інформаційні (I) потоки, що подаються на «входи» даної ТС. Тобто, до 3М від інших

механізмів ТА підводиться енергія необхідна для здійснення процесу фіксації ОЗ, інформація, що керує роботою ЗМ та ін.. Через ряд проміжних або перетворюючих ланок і пристроїв, що керують затиском і розтиском ОЗ в циклі роботи верстата, енергія підводиться до елементів ЗМ, які розташовуються безпосередньо на шпинделі разом з підсистемою “ЗП– Д”.

Правильне функціонування ЗМ зв'язане з узгодженими діями інших механізмів верстата і подачею сигналів: про наявність ОЗ; про включення ПрЗ; про регулювання сили затиску до заданого значення [6, 8]; про досягнення заздалегідь заданої сили затиску; про виключення механізму або перемикання його на встановлений режим роботи; про остаточне відключення. Надійність роботи ЗМ визначає значення коефіцієнта готовності верстата і технологічної системи в цілому [25].

В технологічній системі всього верстата функціональна працездатність ЗМ виявляється по-різному в процесі розтиску-затиску і в процесі різання. Система ЗМ (рис. 1.11) піддається зовнішньому впливу В4 з боку головного приводу або механізмів верстата, пов'язаних із ЗМ, верстата в цілому і навколишнього середовища (коливання механізмів і верстата, вібрації фундаменту, температури серед і так далі). В процесі обробки як збурююча дія В1 на систему ЗМ через об'єкт закріплення діють сили різання.

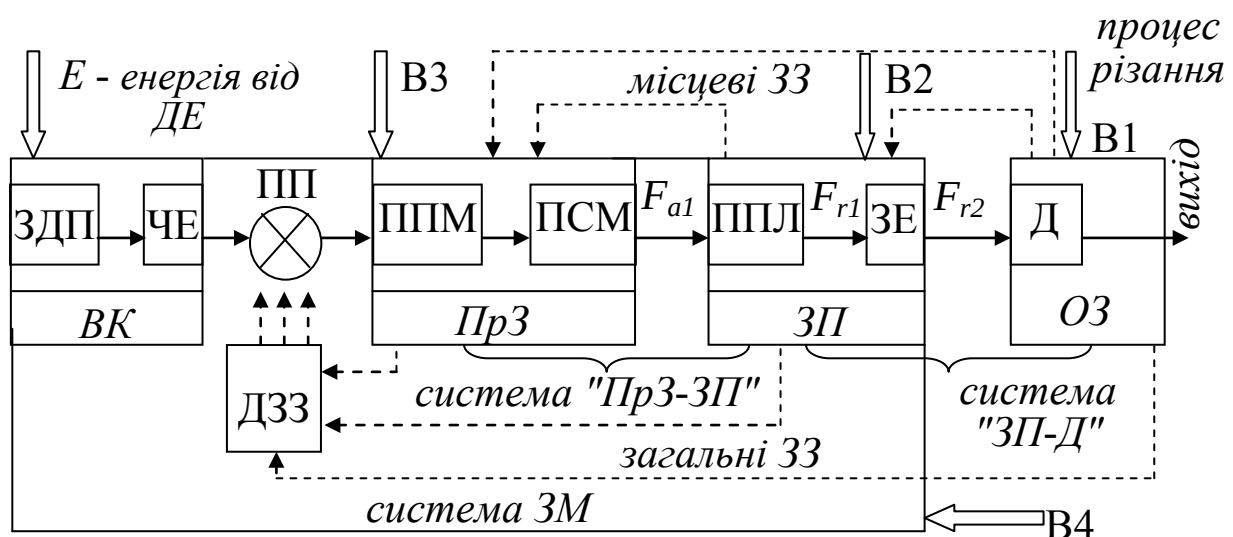


Рис. 1.11. Блочно-функціональна схема ЗМ та зв'язки з іншими системами токарного автомата

На ПрЗ і ЗП в процесі затиску-розтиску і в процесі різання діють збурення В2 і В3, пов'язані, наприклад, з коливаннями шпинделя,

відцентровими силами неврівноважених частин, неврівноваженістю оброблюваної деталі (штучної заготовки або прутка) і так далі. Система ЗМ може бути розімкнена і замкнута. У замкнутій системі ЗМ можливі загальні зворотні зв'язки (ЗЗ) між ОЗ (виходом) і пристроєм порівняння (ПП) – входом, між ЗП і входом, ПрЗ і входом. В цьому випадку ЗМ може бути з автоматичним регулюванням в процесі затиску і в процесі різання і з автоматичною підналадкою перед затиском або в процесі затиску.

У розімкнутих системах ЗМ так само як і в замкнутих, існують місцеві (умовні) ЗЗ між ОЗ та ЗП, ОЗ та ПрЗ, ЗП та ПрЗ. В якості періодичного збурюючого впливу на систему ЗМ чинить вплив сам ОЗ (відхилення його розміру, жорсткості, форми і т.д.) Також із ЗМ безпосередньо взаємодіє механізм подачі заготовки (прутка).

1.4. Вимоги до затискних механізмів і їх приводів

У автоматизованих металорізальних верстатах ЗМ чинять значний вплив на точність і продуктивність обробки деталей, визначають режими і якість обробки, можливість скорочення припусків на подальші операції і зменшення кількості операцій. Надійність закріплення рухомих вузлів і автоматично змінюваних різальних інструментів після їх установки в необхідне положення, що особливо важливе в прецизійних верстатах і верстатах з програмним управлінням, визначає точність і стабільність обробки деталей. Швидкодія затискних механізмів дозволяє скоротити допоміжний час на установку, закріплення заготовок і знімання оброблених деталей, установку і закріплення рухомих вузлів і різальних інструментів в автоматичному циклі роботи.

Отже, принцип надійного затиску можна сформулювати таким чином: для того, щоб надійно і швидко затиснути (закріпити) об'єкт, необхідно протягом мінімального або заданого часу прикласти певні сили з боку одних поверхонь (що затискають) до інших поверхонь (що затискаються) так, щоб за допомогою опорних, фіксуючих і стопорних елементів нерухомо і точно зафіксувати об'єкт або створити сили зчеплення (тертя) між ними, що виключають їх відносний зсув, вібрації під дією власної ваги і зовнішніх сил (різання, відцентрових) і запобігаючи деформації, спотворення форми і якості поверхні об'єкту закріплення.

Важко створити ефективний ЗМ, що задовольняє вимогам

забезпечення високої точності і отримання великих зусиль закріплення, тому проектування ЗМ повинне базуватися на глибокому аналізі і точному розрахунку параметрів процесу закріплення при взаємодії основних затискних елементів з об'єктом закріплення.

Основні вимоги, що пред'являються до ЗМ при затиску-розтиску (І стан) і різанні (ІІ стан) і які пояснюють велике різноманіття конструкцій, показані у вигляді структурної схеми на рис. 1.12 [15, 17, 29]. Окрім основних, до ЗМ ставляться також додаткові і спеціальні вимоги: швидка змінність і переналагоджуваність, легкість регулювання, широта діапазону, захищеність, ремонтпридатність, можливість автоматичного регулювання параметрів затиску або дистанційного керування, безшумність, безпека роботи і ін. Таким чином, основні і додаткові вимоги до ЗМ витікають з вимог, що ставляться до верстата, технологічного процесу і що визначають точність і продуктивність обробки при високій якості продукції, що випускається.

Створювана в процесі різання сила діє однаково на інструмент і заготовку. Основну проблему складає закріплення заготовки через її часту змінюваність, оскільки інструмент змінюється тільки після зношення і при дії сил різання додатково притискається до поверхні базування і закріплення. Заготовка в основному утримується в ЗМ за рахунок сил тертя і зчеплення, які змінюються в широкому діапазоні.

Сили затиску заготовки, інструменту або рухомого вузла верстата повинні забезпечувати жорсткість контакту зв'язаних поверхонь, запобігати їх зсуву під дією сил в процесі обробки, виникнення вібрацій і неприпустимі деформації елементів системи. Сила затиску повинна створити попередній натяг системи, що перевищує дію інших сил (різання, інерція), і при цьому знаходитися в певних межах. Вона не може бути менше сили, що забезпечує продуктивну і точну обробку деталей, і не може бути надмірно великою і такою, що викликає неприпустимі деформації оброблюваних деталей і елементів верстата, а також підвищене зношення механізму.

Необхідні сили затиску можна аналітично визначити тільки для простих конфігурацій товстостінних деталей. Для тонкостінних деталей складних конфігурацій сили затиску часто приймають по аналогії з силами, що діють в перевірених при експлуатації ЗМ.

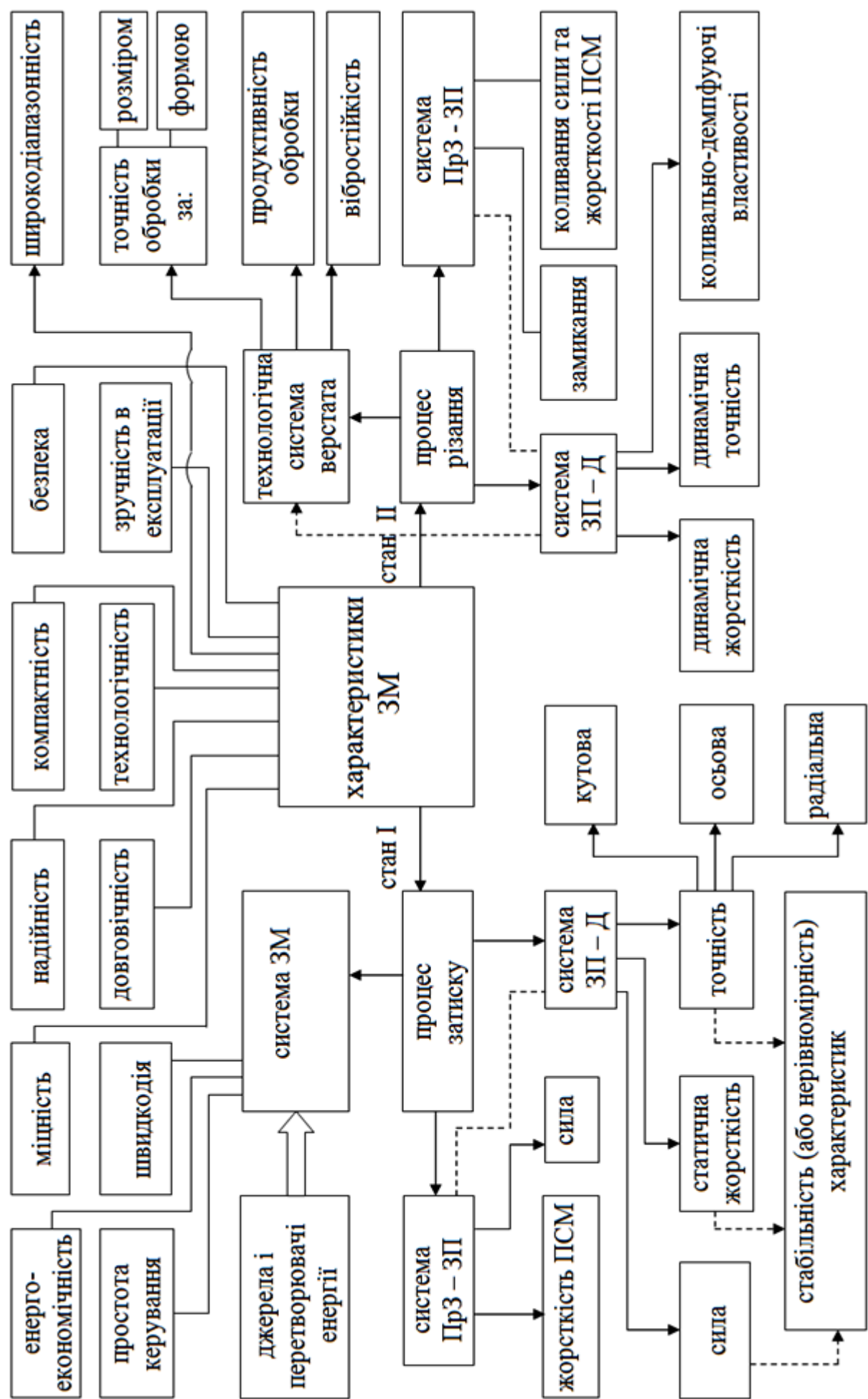


Рис. 1.12. Структура вимог до ЗМ

В цьому випадку необхідно забезпечити в проектованій конструкції можливість регулювання сил затиску. При створенні таких ЗМ проводять спеціальні експерименти для визначення сил затиску і вибору місць розташування основних і додаткових опор. Необхідні сили затиску визначають з урахуванням можливості відхилення від номінальних характеристик і розмірів заготовок, затуплення різального інструменту і викликаного цим збільшення сил різання, розкиду сил тертя в затискних елементах. Ці чинники враховують вибором відповідних початкових даних для розрахунку або вибором значення коефіцієнта запасу $K_{зан}$, на який множать розраховані значення сил затиску. Коефіцієнт запасу $K_{зан}$ в основному приймають рівним 1,5...2; якщо сили різання відтискають заготовку від базуючих поверхонь, то $K_{зан} \geq 2,5$. Рекомендується [10, 19, 25] приймати $K_{зан}$ рівним добутку коефіцієнтів, що відображають конкретні умови обробки. Відповідно до цього $K_{зан}$ може змінюватися від 1,5 до 8.

Сили затиску, необхідні для запобігання зсуву заготовки в процесі обробки, приблизно визначають з рівнянь статyki [1, 3, 5, 23]. Для прийнятої схеми закріплення заготовки розглядають умови рівноваги прикладених сил (сил різання і інших, що виникають в процесі обробки, сил затиску, які визначаються, реакцій опор і сил тертя). Для перевірки точності обробки деталей виконують додаткові розрахунки питомому тиску, що виникає в стиках, деформацій заготовки і елементів системи. Ці перевірочні розрахунки можуть виявити необхідність уточнення або зміни схеми установки і закріплення заготовки, зміни режимів обробки.

Деформація системи розраховується по пружних характеристиках окремих елементів і контактної жорсткості стиків між ними [6, 10, 16]. Експериментальні дослідження показали, що із збільшенням тиску зтягування стику коефіцієнт контактної податливості спочатку різко зменшується, а потім при тиску вище 3,0...3,5 МПа для шліфованих і шаброваних поверхонь майже не міняється. Якщо небезпеки розкриття стиків під навантаженням немає, то підвищувати тиск понад 3,0...3,5 МПа для збільшення жорсткості стику не рекомендується.

Стики деталей, відсутність зсуву яких забезпечується вимогою, розраховують так, щоб дотичні пружні зсуви в них не переходили в область пластичних і не пошкоджували ці стики.

При обробці на верстатах заготовок, що утримуються силами зчеплення в затискних елементах, складові сил різання можуть викликати прокручування заготовки від крутячого моменту різання, проковзування від осьових сил різання, поворот відносно точки опори від згинаючих моментів, а також зсуву від поєднань дії цих складових.

У верстатах з ЧПУ і верстатних системах тривалість операцій, пов'язаних з маніпулюванням заготовками і інструментами (завантаження–розвантаження, затиск–розтиск, перекантування, зміщення і т.д.), робить істотний вплив на загальний баланс часу виконання технологічних операцій. Існують технологічні системи з автоматичним циклом управління, в яких операції так розчленовані, що тривалість допоміжних рухів співрозмірна з машинним часом. Тому тривалість затискних операцій повинна бути зведена до декількох секунд або доль секунд. По швидкодії серед конструкцій ЗМ слід віддати перевагу вакуумним, пневматичним і магнітним. Окрім використання швидкодіючих приводів робочого переміщення затискних елементів, необхідно створювати такі ЗМ змінної структури, робочий хід затиску яких гранично малий і служить тільки для натягу системи, а зазор при переході на інший розмір оброблюваної заготовки вибирається додатковими кінематичними ланцюгами з великою швидкістю.

Ускладнення технологічних циклів, установка ЗМ в автоматизовані технологічні системи і в дорогі металорізальні верстати накладають на ЗМ жорсткі вимоги по надійності, оскільки простій механізму приводить до неминучого простою верстата або цілої технологічної лінії. Відмова ЗМ приводить до пошкодження різального інструменту або робочого органу верстата, до травмування обслуговуючого персоналу, тому слід пред'являти підвищені вимоги до надійності і безпеки роботи ЗМ, необхідності введення додаткових запобіжних і блокуючих пристроїв, контролюючих падіння сили затиску. Зниження режимів (швидкості) різання або відключення верстата необхідно починати при зменшенні сили затиску до меж допустимої з розкидом 7...10 % від номінальної і завершувати при падінні сили 50% . Особливо це важливо при обробці заготовок, що обертаються з великою частотою, оскільки на них чинять великий вплив відцентрові сили. Тому при токарній обробці заготовок діаметрами 80...120 мм з швидкостями різання 120...170 м/хв допускається зменшення сили затиску від дії відцентрових сил

неврівноважених затискних елементів до 12...15% і до 30% при заклинюванні рухомих елементів патрона. Відмову або несправність ЗМ слід розглядати не тільки як аварію, але і як відхилення від нормативної заданої характеристики, обумовленої в стандартах.

Для ЗМ, що застосовуються у верстатах з ЧПУ і ГПС, домінуючими вимогами стають гнучкість, швидка переналагоджуваність і широкодіапазонність. Застосування ЗМ, що задовольняють цим вимогам, дозволяє обробляти заготовки мінімальними партіями в режимі «безлюдної технології», знизити витрати металу і на інструмент при калібруванні прутка, підвищити продуктивність шляхом скорочення витрат часу на заміну ЗП, скоротити їх номенклатуру.

Продуктивність верстата, яка обумовлена інтенсивністю режимів різання, визначається вихідними параметрами ЗМ [5, 6, 8, 10, 12, 15, 21]. Однією з основних вимог до якості ЗМ є його параметрична надійність [1, 11, 14, 21], тобто підтримка при дії збурень (в т. ч. вплив відцентрових сил інерції) продовж певного терміну експлуатації необхідної сили затиску заготовки, забезпечення необхідної жорсткості і точності її базування, а також забезпечення стабільності цих параметрів в заданих межах. ПрЗ безпосередньо створює необхідне зусилля і переміщення на вході ЗП і прямо впливає на стабільність цього зусилля.

Сумарне радіальне зусилля, жорсткість і точність затиску заготовки в ЗМ визначаються його конструкцією і характеристиками. У цьому змісті ПрЗ повинен забезпечити необхідне зусилля, що компенсує як статичні, так і динамічні навантаження, що виникають у процесі обробки заготовок. Сила затиску не може бути меншою сили, що забезпечує продуктивну і точну обробку заготовок, але вона не може бути і занадто великою і викликати тим самим недопустимі деформації оброблюваних заготовок і елементів несучої системи верстата, а також підвищений знос деталей ЗМ. Отже, серед вимог, що висуваються до характеристик ПрЗ і пов'язані з силовими та енергетичними чинниками, можна виділити:

- мінімум роботи, яка витрачається на приведення в дію механізму за перебіг одного робочого циклу (або максимум ККД);
- підтримка деякого закону зміни зусилля на ведучій ланці механізму і, зокрема, забезпечення мінімуму максимального зусилля на цій ланці (параметри ППМ визначають характер взаємодії між зовнішніми по відношенню до нього механізмами верстата та ПрЗ).

– забезпечення оптимальної величини вихідного зусилля

Зовнішні по відношенню до ПрЗ механізми підсистеми "привод-патрон" мають, як правило, великі енергетичні резерви, достатні для того, щоб долати високі імпульси навантажень на ведучій ланці ППМ, а у випадках неправильного регулювання навіть приводити до поломок слабких ланок системи (зрізних шпонок, важелів, осей тощо). Таким чином для покращення техніко-економічних показників ЗМ важливим є не лише забезпечити мінімум роботи ведучої ланки ППМ при дуже короткочасному (0,15...0,2 с.) циклі затиску або розтиску заготовки, але й здійснити виконання цієї роботи з якомога меншими піковими навантаженнями на цій ланці. Виконання цієї умови забезпечить підвищення надійності і пониження металоємності затиску по відношенню до приводу механізмів верстата, а також підвищення довговічності опор шпинделя.

Вимоги до структури ПрЗ також залежать від класу точності і розмірів верстата. Прецизійним верстатам типу автоматів поздовжнього точіння, основна вимога до яких – точність обробки не нижче ІТ6, відповідає застосування заготовок з високоточного прокату, оскільки поверхня заготовки є базовою для опори в люнеті. Зважаючи на досить малі значення відхилення розмірів заготовки (чинника збурення) в ПрЗ таких верстатів, як правило, не застосовуються пружні компенсатори, а габарити ланок ПрЗ визначаються компонувальними і міцнісними міркуваннями.

Для легких швидкісних токарно-револьверних верстатів і ТА нормальної і підвищеної точності, основна вимога до яких, поряд з продуктивністю, – точність обробки деталей не гірше ІТ7 – ІТ8, технологічно обумовлено застосування заготовок з холоднотягнутого (каліброваного) прокату нижчих класів точності але відповідним стандартам на сортамент прокату. Точність і підвищені частоти обертання шпинделя обумовлюють ряд конструктивних вимог до шпиндельних вузлів і елементів як ПрЗ так і всього ЗМ, змонтованих на шпинделі: мінімальні радіальні і осьові габарити деталей ПрЗ при розташуванні ППМ як на консолі, так і між опорами шпинделя; висока точність базування на шпинделі всіх деталей ПрЗ; відсутність, по можливості, деталей, які ускладнюють балансування шпинделя, або змінюють своє положення з порушенням первинного балансування. Сформульованим вимогам можуть відповідати ПрЗ з максимально простою конструктивною схемою і пружною системою, що містить мінімум високоточних деталей.

Середні і важкі токарно-револьверні верстати (ТРВ) і ТА призначені зазвичай для продуктивної і економічної обробки деталей з точністю, не вищою ІТ8. Заготовками для цих верстатів можуть бути як холодноотягнутий прокат низької точності, так і гарячекатаний прокат, поковки і ін.. Великі значення відхилення розміру заготовки (чинника збурення) в цьому випадку примушують застосовувати методи направленого вибору пружної характеристики механізму та коефіцієнта підсилення ЗП.

1.5. Кількісні оцінки характеристик приводів затиску

ПрЗ, як основний елемент ЗМ, визначає його характеристики, що можуть бути виражені кількісно. Від силових та енергетичних характеристик ЗМ і зокрема ПрЗ залежить: інтенсивність режимів різання, що визначає витрати основного часу обробки; швидкість затиску і розтиску, що визначає витрати допоміжного часу обробки; стабільність і надійність затиску, що визначає можливість та якість обробки некаліброваних і тонкостінних заготовок, обмеження швидкості різання і надійність роботи ТА; якість поверхні і точність оброблюваного виробу; витрати енергії. Загалом всі вище перераховані характеристики визначають продуктивність обробки на ТА та її собівартість. Силкові характеристики ПрЗ впливають на величину, можливість стабілізації та регулювання зусилля затиску, чим визначають техніко-економічні показники ЗМ і ТА з точки зору використання їх резервів: збільшення допустимого відхилення розміру оброблюваних прутків (перехід на більш дешеві гарячекатані), підвищення економії енергії, продуктивності і якості обробки.

Частина характеристик ЗМ (рис. 1.13) і, зокрема, ПрЗ може бути оцінена кількісно з допомогою ряду показників (табл. 1.1). Отже, основними функціональними можливостями і характеристиками ПрЗ (табл. 1.2) є: хід затиску, тягове зусилля, коефіцієнт (функція) підсилення і передавальне відношення ППМ, жорсткість пружної системи механізму (ПСМ), а також закони руху, що характеризують витрату енергії, швидкодію та інше. В дослідженнях для оцінки і порівняння варіантів конструкцій ПрЗ прийняті показники зазначені в табл. 1.1. Величина і розсіювання характеристик ЗМ залежать від якості його виготовлення і регулювання, оскільки це є функцією відхилення від номіналу багатьох лінійних і кутових розмірів

деталей, сил тертя, жорсткості деталей, якості зборки і т. д. На стабільність характеристик сильно впливає відхилення розміру діаметра поверхні об'єкту закріплення (прутка) $\Delta d = d_{\max} - d_{\min}$ ($d_{\max}, d_{\min}$ – відповідно максимальне і мінімальне значення діаметра одного номіналу). Теоретичні і експериментальні дослідження свідчить про складність створення ЗМ, що задовольняють вимоги отримання великих зусиль закріплення при відхиленнях розмірів поверхонь, що затискаються.

Таблиця 1.1

Основні кількісні проектні характеристики ПрЗ

<i>Показник</i>	<i>Позначення</i>
Кінематичні і розмірні характеристики	
Передатне відношення ПрЗ	$U_{\text{Пр}}$
Максимальне переміщення в ПрЗ, мм: муфти затиску (замикання) труби затиску (тяги)	X_M X_T
Силові й енергетичні характеристики	
Осьова сила на вході, Н	F_{a0}
Осьова сила затиску на виході, Н	F_{a1}
Крутний момент на виході, Н·м	M_{a1}
Потужність затиску, кВт	N_3
Коефіцієнт підсилення	$K_{\text{Пр}}$
Коефіцієнт корисної дії	$\eta_{\text{Пр}}$
Характеристики жорсткості	
Жорсткість: пружної системи механізму, Н/мм приводу без пружної ланки, Н/мм пружної ланки, Н/мм	$C_{\text{ПСМ}}$ $C_{\text{Пр}}$ $C_{\text{ПЛ}}$
Відносні оцінки розкиду характеристик	
Показник нестабільності	$\varepsilon_F = \frac{\Delta F_{a1}}{\Delta d}$
Коефіцієнт нерівномірності	$\delta_F = \frac{\Delta F_{a1}}{F_{a1 \text{ ср}}}$
Коефіцієнт стабільності	$K_F = \frac{F_{a1 \text{ min}}}{F_{a1 \text{ max}}}$
Коефіцієнт розкиду (перевантаження)	$\lambda_F = \frac{F_{a1 \text{ max}}}{F_{a1 \text{ min}}} = \frac{1}{K_F}$

Абсолютна величина будь-якої характеристики – функції Φ визначається її середнім значенням Φ_{cp} або математичним очікуванням $\bar{\Phi}$:

$$\Phi = \Phi_{cp} = 0,5(\Phi_{\max} + \Phi_{\min}); \quad \Phi = \bar{\Phi} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \Phi_i,$$

де $\Phi_{\max}$, $\Phi_{\min}$, Φ_i – відповідно максимальне, мінімальне і випадкове абсолютні значення характеристики; n – число вимірів випадкових значень (об'єм вибірки) характеристики.

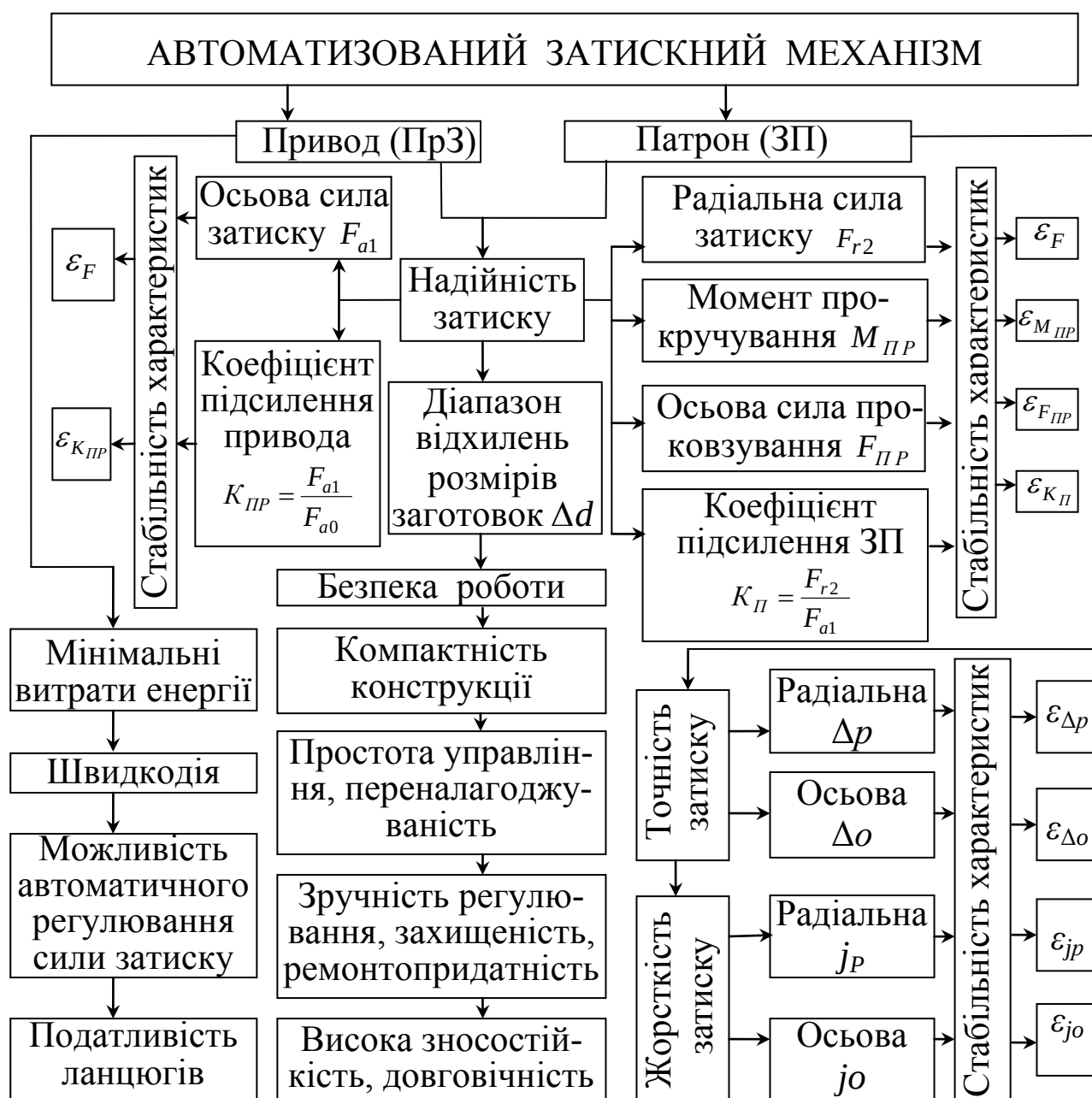


Рис. 1.13. Характеристики автоматизованих ЗМ

*Функціональні можливості і характеристики ПрЗ токарних
автоматизованих верстатів*

ПрЗ здійснює	затиск та розтиск; лише затиск або навпаки
Розтиск	самовільний, примусовий
Джерело руху	загальний привод верстата; індивідуальний типовий привод (електро-гідро-пневно), індивідуальний спеціальний привод (інерційний, магнітний та інші)
Допустиме відхилення розмірів заготовки Δd	обмежене жорсткістю і кінематичними можливостями системи; може бути будь-яке необхідне
Замикання ПрЗ	геометричне; силове; з самозагальмовуванням; з примусовим гальмуванням; комбіноване
Структура ПрЗ	постійна; змінна
Довжина ходу вхідної ланки при затиску різних заготовок	постійна; змінна (регульована)
Передавальне відношення ПрЗ	постійне; змінне
Силові характеристики	осьова сила затиску F_{a1}
	коефіцієнт підсилення $K_{\text{ПР}} = \frac{F_{a1}}{F_{a0}}$
Енергетична характеристика	коефіцієнт корисної дії $\eta_{\text{ПР}}$
Сумарна осьова жорсткість ПрЗ $C_{\text{ПрЗ}}$	
Стабільність характеристик ϵ при відхиленні розміру заготовки Δd	
Обертання шпинделя при затиску та розтиску	відбувається; не відбувається
Навантаження на підшипники шпинделя від ПрЗ	не передаються; передаються тільки при затиску та розтиску
Автоматичне керування силою затиску	можливо, не можливо
Переналагодження на іншу деталь	не потрібне
	здійснюється: регулюванням вручну або автоматично; зміною елементів; заміною ПрЗ

1.6. Класифікація приводів затиску

Існуючі конструкції, компоновки та схеми ПрЗ потребують чіткої класифікації з ціллю їх типізації, нормалізації та, як наслідок, організації їх спеціалізованого виготовлення. Ю.М. Кузнецов класифікує ЗМ за: способом замикання, типом ПрЗ; сигналами керування та параметрами, що регулюються; джерелом та видом енергії яка споживається; особливостями конструкції та типу закриття контура з сторони джерела енергії; забезпечення постійних та змінних осьових сил затиску; можливості закріплення заготовок з великим відхиленням діаметра. А.М. Дальський в залежності від ступеня автоматизації робочої машини виділяє ручну, напівавтоматичну і автоматичну систему закріплення а ПрЗ цангових ЗМ розділяє на механічні, пневматичні, гідравлічні та електромеханічні. За характером замикання силового потоку існуючі ПрЗ можна розділити на ПрЗ з незамкнутим (відкритим) силовим потоком, з замкнутим та комбінованим, а за структурою – на ПрЗ з постійною та змінною структурами. До ПрЗ із замкнутим силовим потоком відноситься ПрЗ з геометричним (жорстким) замиканням де замикання силового потоку здійснюється за рахунок геометричної форми та розмірів деталей ПрЗ, а сила затиску залежить від відхилень розмірів ОЗ та жорсткості ланок ЗМ.

На рис. 1.14 подана класифікація ПрЗ, в основу якої покладені: вид джерела руху (енергії), довжина ходу X МЗ, допустиме відхилення Δd розмірів заготовок, що затискаються, величина осьового зусилля затиску F_{a1} і способи її забезпечення. Структури ПрЗ залежно від принципу підтримання зусилля на вході ЗП можна розділити на дві основні групи:

- ПрЗ, в яких вихідне зусилля (або деформований стан всіх ланок) підтримується за рахунок постійного з'єднання із зовнішнім ДЕ, або ПрЗ з силовим замиканням; таким ДЕ може бути потенційна енергія стиснутої пружини, повітря або рідини, що знаходиться під тиском;

- ПрЗ, в яких вихідне зусилля підтримується за рахунок потенційної енергії деформації ланок, отриманої в початковий момент затиску від зовнішнього джерела, яка зберігається в подальшому за рахунок утворення замкнутої системи без підведення енергії зовні

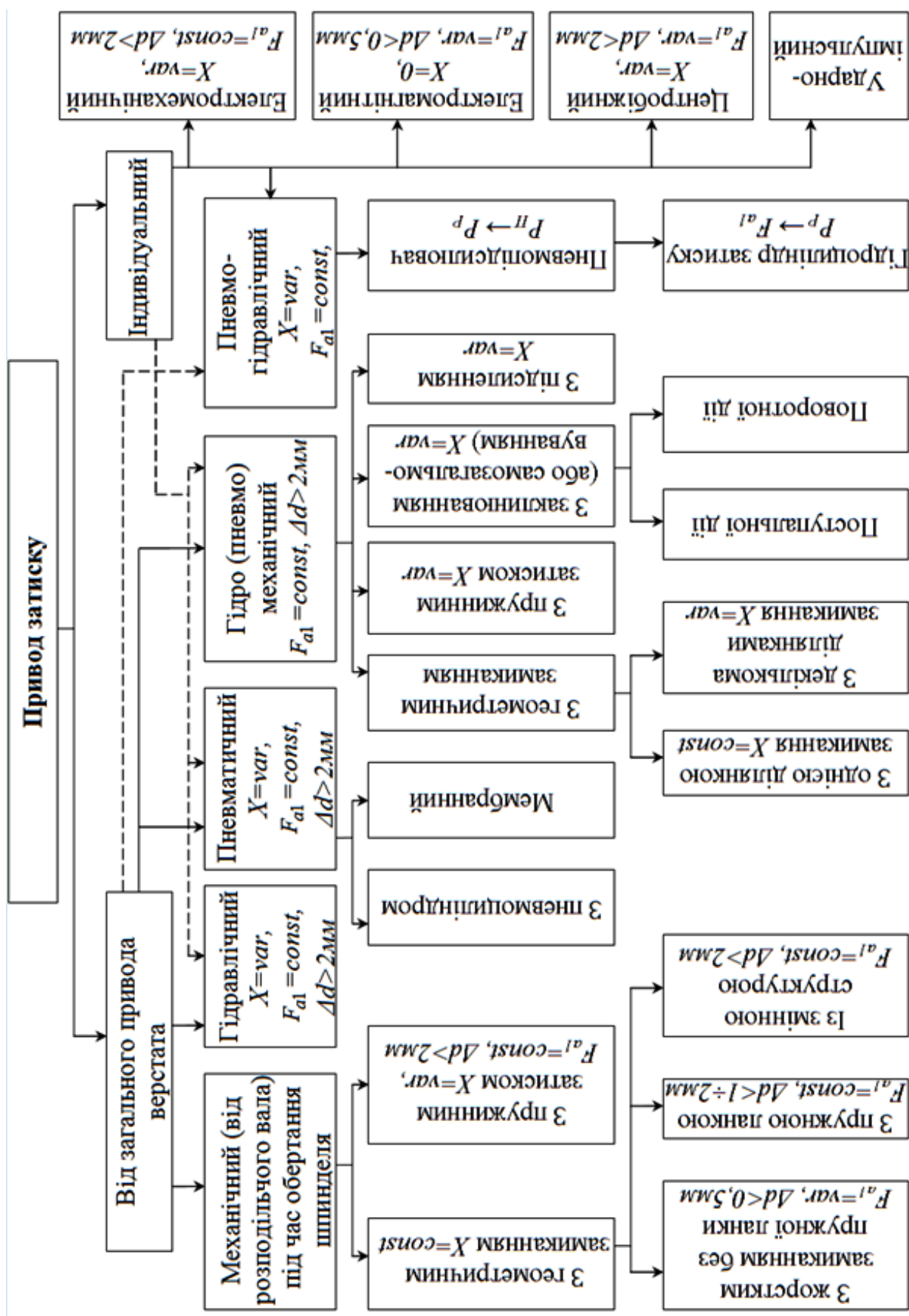


Рис. 1.14. Класифікація і особливості Пр3 токарних автоматизованих верстатів

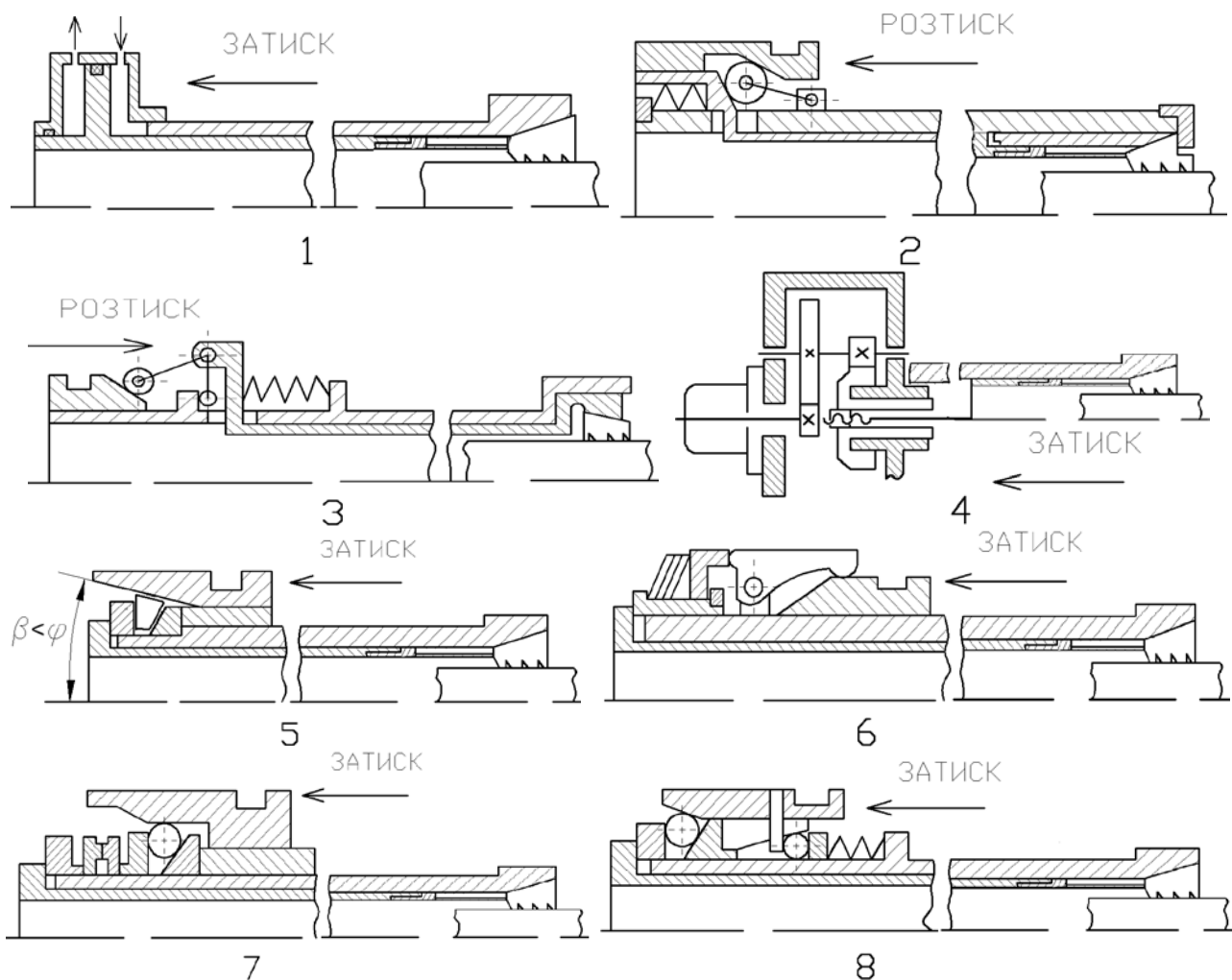


Рис.1.15. Схеми ПрЗ: 1–3 – з силовим замиканням; 4–5 – з самогальмуванням; 6–7 – з геометричним замиканням; 8 – з змінною структурою; 5, 7, 8 – з охоплюючою МЗ; 3, 6 – з охопленою МЗ

За принципом підтримки пружної системи в замкнутому стані можна виділити наступні структурні різновиди (рис.1.15):

- ПрЗ з самогальмуванням, ППМ яких містить самогальмовуючу ланку у вигляді гвинтових, черв'ячних або клинових передач або фрикційних муфт;
- ПрЗ з геометричним замиканням, ППМ яких підтримує деформований стан системи за рахунок специфічної геометрії своєї ведучої ланки;
- ПрЗ із змінною структурою, які мають роздільні кінематичні ланцюги для усунення зазорів в системі і для створення її деформації, перша з яких замикається за рахунок самогальмування, а друга – за рахунок самогальмування або геометричного замикання [7, 11, 14, 23]; дані ПрЗ не отримали широкого розповсюдження через складність конструкції і недостатню вивченість процесів заклинювання рухомого самогальмуючого упору [20].

Серед різноманіття ПрЗ з силовим замиканням одними з найбільш поширених та перспективних з точки зору економічності, металоємкості та можливості гнучкого керування є гідравлічні ПрЗ (рис. 1.16).



Рис. 1.16. Класифікація гідравлічних ПрЗ

1.7. Вплив затискного механізму на техніко-економічні показники верстата

Вплив ЗМ на техніко-економічні показники верстатів можна показати на прикладі токарних пруткових автоматів [5, 6, 7, 8, 20]. Підвищення технічного рівня токарних автоматів потребує покращення динамічних характеристик їх основних вузлів і

механізмів, серед яких важливе значення має шпиндельний вузол з цанговим ЗМ, що представляє собою систему шпиндель-патрон-деталь. Одним з недоліків токарних автоматів, що знижує техніко-економічні показники і обмежує технологічні можливості, є низька і нестабільна жорсткість системи патрон-деталь (ЗП-Д) з одинарним затиском [15, 16, 18]. Це суттєво впливає на утворення похибок оброблюваних деталей, призводить до необхідності підвищення припусків на наступні операції і обмежує частоту обертання довгого прутка внаслідок можливого підвищення рівня вібрацій. Стабілізація жорсткості системи ЗП-Д по кутовій координаті зменшує відхилення від круглості оброблюваних поверхонь, що особливо необхідно при обробці коротких високоточних деталей типу кілець підшипників. Крім того підвищується вібростійкість верстатів та режими різання.

В роботах по дослідженню динаміки верстатів систему ЗП-Д окремо не виділяли [16, 26], а розглядали переважно шпиндельний вузол із заготовкою, що не дозволяло встановити шляхи підвищення динамічної якості верстата за рахунок поліпшення показників ЗМ. В переважній більшості рекомендації зводилися до зниження динамічної податливості шпиндельного вузла з опорами при збереженні конструкції ЗМ. В певній мірі це пояснюється тим, що багато досліджень без різання проводили при знятому затискному патроні, а також тим, що багатьма дослідниками робились припущення про високу жорсткість ЗМ і не враховувався взаємозв'язок процесів встановлення і обробки деталей [3, 18].

Встановлення деталі [3, 14] супроводжується комплексом фізичних явищ, серед яких: пружні відтискання в ПрЗ і системі ЗП-Д; пружні та пластичні деформації деталей та стиків і порушення фізичних зв'язків між ними; теплові, гідро- і газодинамічні та електромагнітні явища та ін.

Фактори, що впливають на величину відхилення характеристик затиску (силу, жорсткість, точність, швидкодію), можна розділити на чотири основні групи:

- характеристики заготовки: матеріал і його фізико-механічні властивості, відхилення розмірів, форми і шорсткості поверхні, що стискається, маса, довжина, форма поперечного перетину та ін.;

- принцип затиску, структура, схема і конструктивні параметри ЗМ, що визначається видом силового потоку в системі привод-патрон, тип силового контуру ЗМ, ПрЗ, ЗП і напрямку затискного зусилля в ЗП-Д;

– кінематичні і динамічні фактори: закони руху і маси ланцюгів, відцентрові сили неврівноважених частин, сили тертя і зчеплення та їх розкид, частота і амплітуда коливань, жорсткість і демпфіруючі властивості стиків і деталей ЗМ, схема навантаження заготовки, а також відхилення зазначених параметрів;

– взаємодія за циклом і навантаженням з іншими механізмами.

Основні характеристики ЗМ, механізмів подачі (МПП) і упору (МУП) прутка, які виражені через показники якості установа, впливають на процес різання [14, 24]

На структурній схемі (рис. 1.17) показаний взаємозв'язок між:

– вхідними (початковими) параметрами, що задаються конструктором: (матеріал і розміри оброблюваних деталей) при розробці нового і модернізації діючого верстата вимоги до механізмів управління (МУ), робочих ходів (МРХ), які включають в себе головний рух (ГР), робочу подачу (РП) і холості ходи (МХХ), зокрема до системи ЗМ, яка містить ПЕ, ПрЗ і виконавчий орган – ЗП, циклограма роботи (ЦГ);

– вхідними (початковими) параметрами, що задаються технологом: верстат, пристосування - ЗП, інструмент (Ін), схема і режим обробки (Рж), проміжні параметри, що визначають якість встановлення (завантаження, базування і закріплення заготовки),

– вихідними параметрами, що визначають ефективність обробки.

До проміжних параметрів за ступенем важливості відносяться: сила затиску C_3 , статична жорсткість затиску $Ж_C$, точність встановлення радіальна $ТВ_P$ і осьова $ТВ_O$, міцність елементів M_E , широкодіапазонність $Ш$, швидкодія $Ш_Д$, швидкохідність $Ш_Х$, металоємкість M_T і технологічність T_X . Ці показники характеризують ступінь досконалості ЗМ. Стабільність силових та жорсткісних характеристик і точнісних характеристик встановлення заготовки останнім часом стають більш важливими показниками, тому що вони переважно визначають основні показники механічної обробки деталі.

Вихідні параметри характеризуються технологічними показниками як результат впливу процесу різання в даній технологічній системі верстата на деталь: – досягнута точність обробки по діаметру ($ТО_d$) і довжині ($ТО_l$), якість поверхні ($K_{ПОВ}$), інструмент, верстат і ЗМ (надійність H і довговічність $Д$). Ці параметри та їх стабільність в значній мірі визначають продуктивність ($ПО$), сталість ($СО$) і економічність ($ЕО$) обробки.

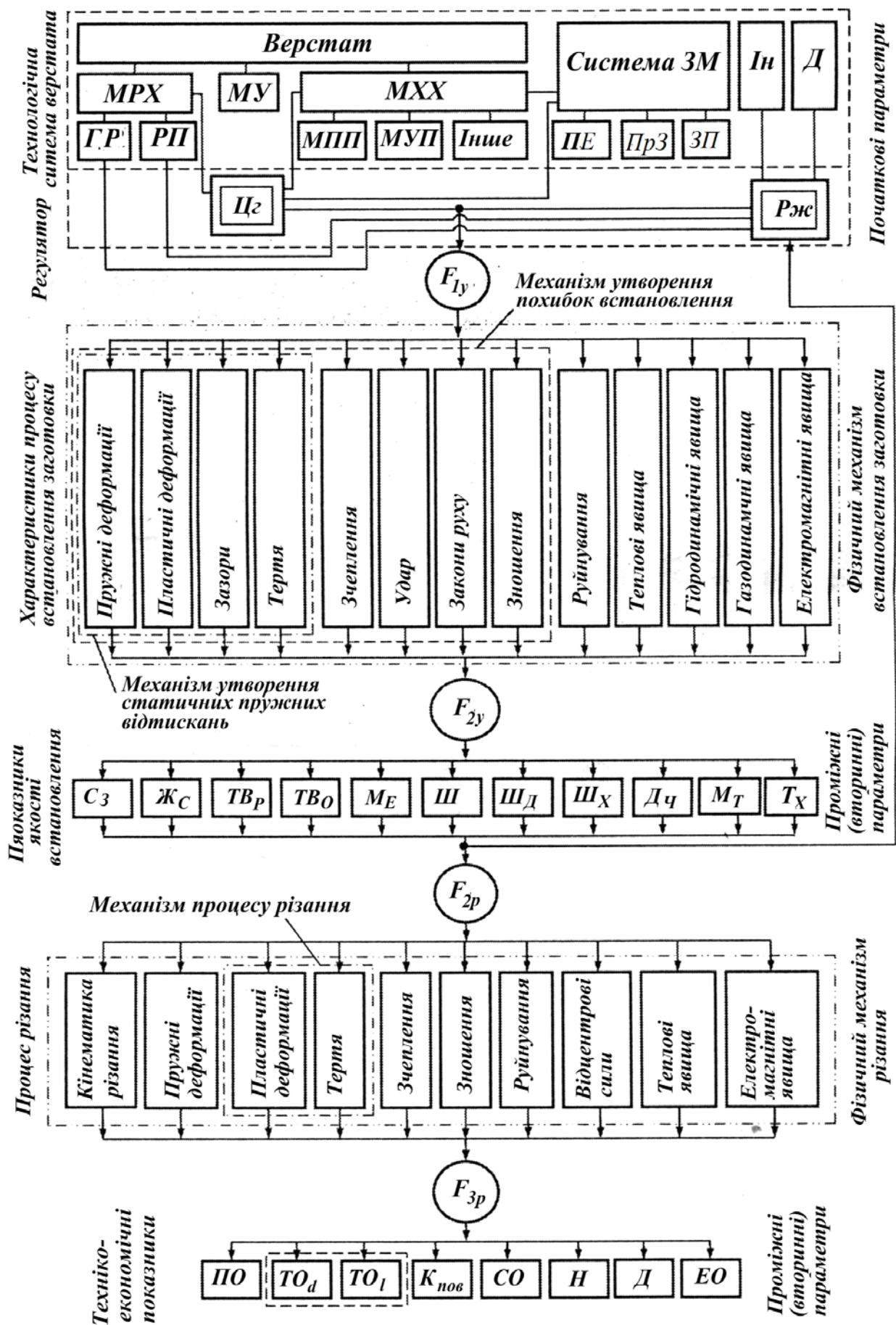


Рис. 1.17. Структурна схема процесів встановлення та різання заготовки на прутковому автоматі

Якщо механізм процесу різання вивчений достатньо добре, то механізм процесу встановлення заготовки в пруткових автоматах, як і в інших металорізальних верстатах, вивчений недостатньо. Повне уявлення про нього з врахуванням впливу багатьох факторів дозволяють розв'язувати задачі не тільки аналізу, але і синтезу ЗМ з необхідними характеристиками.

Функціональні зв'язки між елементами структурної схеми визначають основні функції, що характеризують в сукупності математичну модель структурної схеми встановлення і обробки деталі з відокремленням впливу встановлення на процес різання при постійних параметрах технологічної системи верстата, які не зв'язані через навантаження з системою ЗМ (див. рис. 1.17). Функції F_{1y} зв'язують вхідні параметри з процесом встановлення; F_{2y} – процес встановлення з показниками якості встановлення; F_{3y} – процес різання з вихідними параметрами у вигляді техніко-економічних показників верстата. Основним результатом досліджень ЗМ є теоретичне і експериментальне отримання функцій $F_{12} = f(F_{1y}, F_{2y})$, що зв'язують проміжні параметри (вторинні) з вхідними (первинними), а також експериментальне отримання функцій $F_{3y} = f(F_{2y}, F_{2y}, F_{3p})$, що зв'язують вхідні параметри верстата і механічної обробки з процесом встановлення.

Отримані функції можуть бути представлені у вигляді математичних (аналітичних і емпіричних) залежностей і графічно за результатами експерименту і розв'язання задач на ЕОМ. Стабілізація і регулювання сили затиску на токарних автоматах і токарно-револьверних верстатах сприяють максимальному використанню резервів ЗМ з точки зору підвищення продуктивності і точності обробки, економії енергії і скорочення витрат металу в стружку [6, 8, 19, 29]. Пояснюється це тим, що, якщо при зміні діаметра прутка Δd радіальна сила затиску змінюється від $F_{\Sigma r2min}$ (для d_{min}) до $F_{\Sigma r2max}$ (для d_{max}), то, з точки зору надійної обробки, режими різання визначаються за $F_{\Sigma r2min}$ (для d_{min}). Встановлено, що коефіцієнт перенавантаження λ_T при $\Delta d = 0,5$ в цангових ЗМ з силовим замиканням складає 1,5...2, а з геометричним – 1,5...4 і більше, що залежить від жорсткості приводу затиску.

Можливість роботи ЗМ при стабільній і оптимальній або максимальній радіальній силі ($F_{\Sigma r2max} = Const$) у випадку відхилення Δd прутка, що обробляється (особливо гарячекатаного), створює

резерв для роботи на оптимальних підвищених режимах. Оптимальна сила затиску $F_{\Sigma r2_{optim}}$, з одного боку, визначається режимами різання, жорсткістю системи ЗП-Д, а з другого – відсутністю зминання, руйнування і скривлення форми деталі, міцністю і довговічністю ЗМ.

На прикладі поперечного точіння [25] деталі видно [14], що можливість роботи цангового ЗМ при стабільній і оптимальній силі ($F_{r2} = const$) у випадку відхилення Δd забезпечує підвищення продуктивності обробки за рахунок підвищення подачі S на величину ΔS , тобто

$$\Delta S / S = \lambda_T^{1/y_p} - 1 = [1 + (\varepsilon_{F_r} \Delta d) / F_{r2}]^{1/y_p} - 1,$$

де y_p – показник степені у формулі головної складової сили різання F_z ; $\varepsilon_F = \Delta F_{r2} / \Delta d = (F_{r2_{max}} - F_{r2_{min}}) / \Delta d$ – показник нестабільності радіальної сили затиску (табл. 1.1).

При відсутності перенавантажень в ЗМ з геометричним замиканням для $\lambda_F = 1,5 \dots 4$ резерв відносного підвищення продуктивності за рахунок стабілізації сили затиску досягає $\Delta S / S = (1,5 \dots 4)^{1/0,75} = 0,7 \dots 5,3$, тобто в середньому 300 %.

Література до глави 1

1. Агрегатно-модульне технологічне обладнання: Навч. пос. / Під заг. Ред. Ю. М. Кузнєцова (автори Крижанівський В. А., Кузнєцов Ю. М. та інші). – в 3-х ч.: ч.2 – Проектування та дослідження вузлів, агрегатно-модульного обладнання. – Кіровоград, 2003. – 286 с.
2. Артоболевский И. И., Ильинский Д. Д. Основы синтеза машин автоматического действия. – М.: Наука, 1983. – 280 с.
3. Волошин В. Н. Синтез затискних патронів з позиційними багатопрофільними елементами для токарних верстатів. Дис. ... канд.. техн.. наук., к.: НТУУ „КПІ”, 2003. -228 с.
4. Геминтерн В.И., Каган Б.М. Методы оптимального проектирования. –М.: Энергия, 1980. - 160 с.
5. Ильицкий В. Б., Микитянский В. В., Сердюк Л. М. Станочные приспособления. Конструкторско-технологическое обеспечение эксплуатационных свойств: Монография – М.: Машиностроение, 1989. – 208 с.

6. Иванюк И.А., Кузнецов Ю.Н., Стародуб Н.П. Регулирование характеристик зажимного механизма // Станки и инструмент. – 1981. - №10. – С. 12 – 14.
7. Каганов В.С. Оптимизация параметров приводов механизма зажима с геометрическим замыканием токарных автоматов и токарно-револьверных станков.: дис. ... канд. техн. наук /Каганов В.С.- Ростов-на-Дону, 1980. – 314 с.
8. Кузнецов Ю.Н., Булах И.И. Влияние регулировки зажимного механизма на точность обработки деталей. - Технология и автоматизация машиностроения.– К.: 1981, вып. 28. – с. 38-42.
9. Кузнецов Ю.М., Новосьолов Ю.К., Луців І.В. Теорія технічних систем: Підручник. – Севастополь: СевНТУ, 2011.- 246 с.
10. Кузнецов Ю. И., Маслов А. Р. Оснастка для станков с ЧПУ. Справ очник. – М.: Машиностроение , 1990. – 512 с.
11. Кузнецов Ю.Н. Новое в теории и практике проектирования зажимных механизмов // Вестник КПИ, серия машиностроение. – 1998. - № 33, с. 82-106.
12. Кузнецов Ю.Н., Проскуряков К.И. Комплексный показатель качества механических устройств. – Надежность и контроль качества, 1981, №2. - с. 29 – 34.
13. Технологічне оснащення для високоефективної обробки деталей на токарних верстатах: Монографія / Ю.М. Кузнецов, І.В. Луців, Д.В. Шевченко, В.Н. Волошин; Упорядник Кузнецов Ю.М. – К.:–Тернопіль: Терно-граф, 2011.– 692с.
14. Кузнецов Ю.Н. Синтез зажимных механизмов прутковых автоматов. Дис... докт.техн.наук: 05.03.01. – М.: МВТУ им. Н.Э. Баумана, 1984. – 515 с.
15. Кузнецов Ю.Н., Срибный Л.Н. Повышение эффективности токарных автоматов. - К.: Техніка, 1989. – 168 с.
16. Кузнецов Ю. Н., Сидорко В. И., Вачев А. А. Повышение динамического качества системы патрон-деталь прудкового автомата // Станки и інструмент. – 1987. – №12, с. 13-15.
17. Кузнецов Ю. Н. Станки с ЧПУ. – К.: Выща школа, 1991. – 278 с.
18. Кузнецов Ю. Н., Сяров С. П. Влияние процесса резания на характеристики зажима деталей в цанговых и кулачковых патронах // Технология и автоматизация машиностроения. – 1981. - №29. – с. 38 – 45.
19. Кузнецов Ю.М. Цільові механізми верстатів-автоматів і верстатів з ЧПК. Частина 3. – К.:ТОВ «ЗМОК»; Тернопіль: ТДТУ, 2001. – 354 с.

20. Кушіль І.Л. Функціонально-модульний аналіз та проектування приводів затиску змінної структури з геометричним замиканням токарних автоматів: дис. канд. техн. наук.– Луцьк, 2004. – 212 с.
21. Маталин А.А. Точность механической обработки и проектирование технологических процессов. – Л.: Машиностроение, 1979. – 318 с.
22. Новиков В.Ю., Схиртладзе А.Г. Технология станкостроения. – М.: Машиностроение, 1990. – 256 с
23. Орликов М. Л., Кузнецов Ю. Н., Проектирование зажимных механизмов автоматизированных станков. М.; Машиностроение. 1977. - 142с.
24. Подураев В.Н. Автоматически регулируемые и комбинированные процессы резания. М: Машиностроение, 1977. - 304 с
25. Самонастраивающиеся зажимные механизмы: Справочник. / Ю.Н. Кузнецов, А.А. Вачев, С.П. Сяров, А.Ц. Цървеников; под ред. Ю.Н. Кузнецова. - К.: Техника; София; Гос. изд-во "Техника", 1988. - 222 с.
26. Сидорко В. Й, Динамическое качество системы патрон-деталь прутковых автоматов. Дис.... канд. техн. наук. - Киев, 1986. - 139 с.

ГЛАВА 2. СХЕМИ І КОНСТРУКЦІЇ ПРИВОДІВ ЗАТИСКУ

2.1. Приводи затиску з геометричним замиканням

Механічний (кулачковий) ПрЗ з геометричним замиканням використовується, в основному, у токарних одно- і багатошпindelних автоматах, а також у токарно-револьверних верстатах, що мають розподільчий вал і цанговий ЗП. У цих випадках при затиску і розтиску заготовок з метою зменшення часу холостих ходів обертання шпинделя не зупиняється.

Перевагами ПрЗ з геометричним замиканням є [1]: енергетична економічність, потреба у підведенні енергії ззовні лише для замикання та розмикання, у зв'язку з цим можливість використання загального джерела енергії з іншими вузлами верстата; безпека при аварійному відключенні джерела енергії при стійкій рівновазі замкнутої пружної системи; можливість отримання великих зусиль при малих габаритах; зручність суміщення ПрЗ з шпindelним вузлом та механізмом подачі; швидкодія.

До недоліків ПрЗ з геометричним замиканням можна віднести те, що нестабільність розміру однієї з ланок системи, а саме – заготовки, спричиняє нестабільність сумарної деформації всіх ланок при замиканні і, як наслідок, нестабільність сили затиску заготовки в межах допуску.

У ПрЗ (рис. 2.1, а) для його замикання в робочому циклі втулка 1 переміщається вправо. Кулькова втулка 2 при цьому переміщається відносно кульок 4 так, що похила поверхня 12 втулки 2 переміщається над кульками 4, тим самим зміщуючи їх всередину до виточки 7 втулки 2. Шайба 3 в цей час утримується фланцем 13 так, що кожна кулька контактує з напівциліндричною стінкою поглиблення 8 в сепараторі 9 і переміщається в середину по похилій поверхні 6.

У механічному ПрЗ (рис. 2.1, б) для затиску заготовки цангою МЗ 9 переміщують вліво. При цьому конічний отвір МЗ повертає важелі 8 в напрямі за годинниковою стрілкою, внаслідок чого коротке плече важеля через кільце 11 і шайбу 12 стискає пакет тарілчастих пружин 4. Це зусилля через гайки 1 і 3 передається трубі затиску 10. Для розтиску заготовки МЗ 9 переміщують вправо.

У ПрЗ з гідравлічним демпфером з цанговим ЗП (рис. 2.1, в) затиск заготовки відбувається при переміщенні МЗ 6 вліво. При

цьому важелі 5 повертаються навколо осей 2 і своїми виступами 3 впливають на кільце 4, що впирається в шпindel 7. Кутове переміщення важелів 5 перетворюється в осьове переміщення корпуса 1. Гідравлічний демпфер складається з поршня 9, підпружиненого пружинами 8 і забезпечує плавний і без прослизання перевід цангового ЗП з положення затиску в положення розтиску.

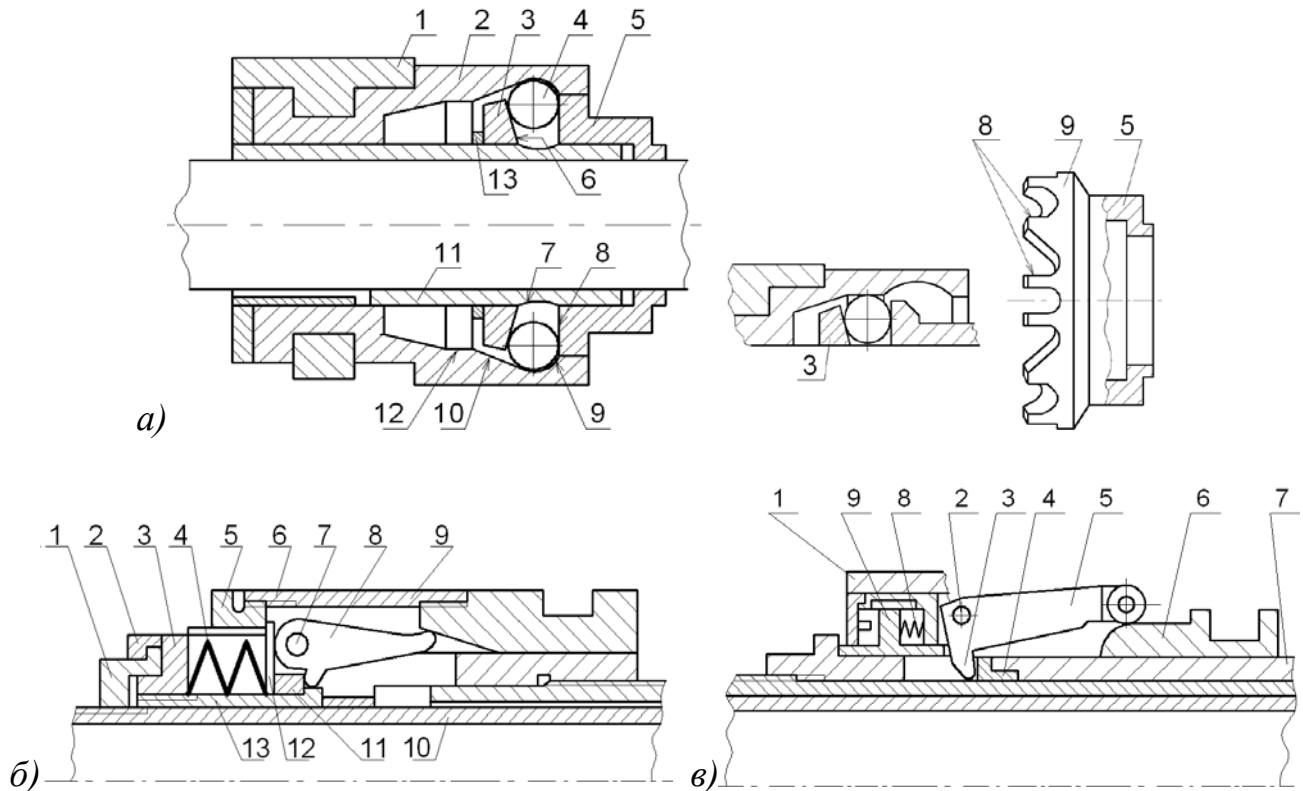


Рис. 2.1. ПрЗ з геометричним замиканням: а) – кульковий; б) – важільний з закритим контуром; в) – важільний з відкритим контуром

Серед кулачкових (механічних) поширення набув ПрЗ з геометричним (кінематичним) замиканням без пружної ланки – для затиску каліброваних прутків та з пружною ланкою для затиску прутків з Δd до $1 \div 2$ мм [2, 3]. ПрЗ без пружної ланки мають жорстке замикання, і відхилення діаметру Δd прутка залежить від податливості всіх ланок ЗМ (ПрЗ і ЗП).

Зазвичай в таких ЗМ розтиск ЗП здійснюється після зняття навантаження в ПрЗ за рахунок пружності пелюсток цанги. При такому способі саморозтиску сила, необхідна на стискання пелюсток цанги з куту конуса губки 15° , може бути в $5 \div 15$ разів більше сили розтиску [3]. Таким чином для зменшення втрат затискної сили на

стискання пелюсток і для скорочення часу розтиску доцільно виконувати примусовий розтиск за рахунок встановлення додаткових пружин, що діють уздовж осі шпинделя або за рахунок самого ПрЗ.

Представляє інтерес ПрЗ з примусовим розтиском (рис. 2.2, а) [52]. Затиск прутка 13 цангою 12 здійснюється при переміщенні МЗ 2 вилкою 6 вправо разом з пальцями 5, які за рахунок похилої поверхні повертають коромисло 4 за годинниковою стрілкою відносно середніх кульок 8, що знаходяться в пазах гайки 9. При цьому кульки 10 втоплюються у середину втулки 1 і переміщують гайку 9 з трубою затиску вліво.

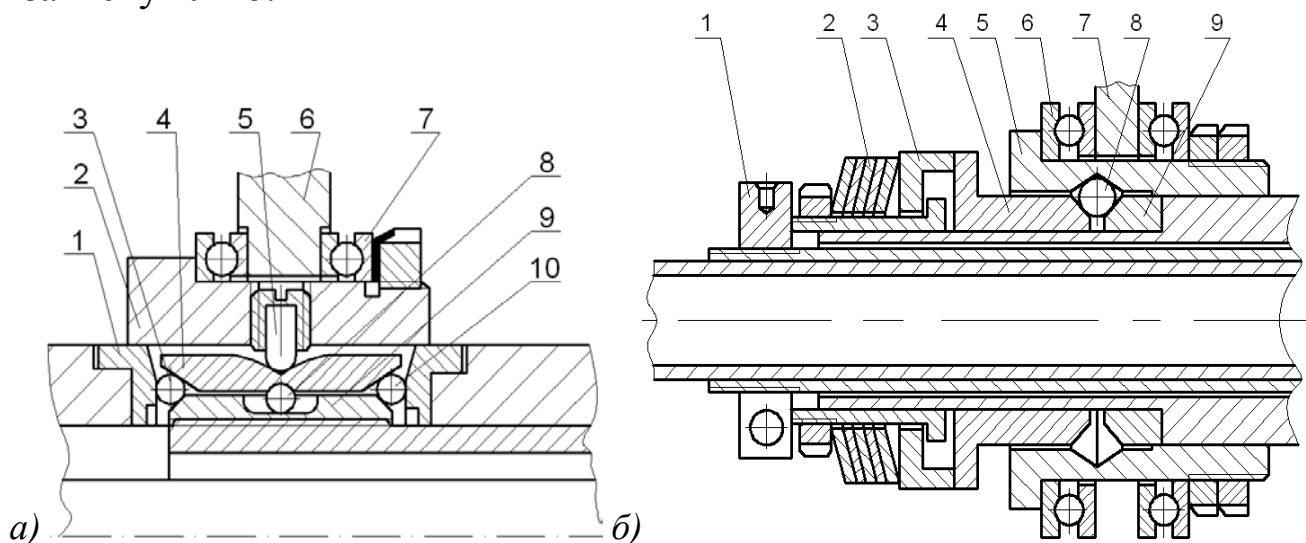


Рис. 2.2. Швидкодіючі короткоходові ПрЗ з геометричним замиканням: а – з примусовим розтиском за швейцарським патентом №384978 [57]; б) – за патентом США №2989316 [54]

Розтиск заготовки здійснюється при переміщенні МЗ 2 вліво. Коромисло 4 обертається в цьому випадку проти годинникової стрілки і втоплює кульки 3, які переміщують гайку 9, трубу затиску і цангу вправо. Регулювання сили затиску здійснюється радіальним зсувом пальців 5 за допомогою спеціальних гвинтів 7.

Для розширення діапазону Δd і стабілізації осьової сили F_{a1} в ПрЗ з геометричним замиканням ставлять пружну ланку у вигляді пакету тарілчастих пружин з попереднім натягом. При певних параметрах, а саме при співвідношенні $f_{\max}/t_{\Pi} = \sqrt{2}$ [2] де $f_{\max}$ – максимальна деформація пружини, при якій відбувається її повне випрямлення; t_{Π} – товщина пружини). Характеристика тарілчастої пружини може мати, як приблизно лінійну початкову ділянку, яку заздалегідь деформують, так і ділянку, на якій сили майже не

змінюються при достатньо великих пружних деформаціях.

На рис. 2.2, б наведено ПрЗ швидкого затиску [56] з пружною ланкою. Затиск відбувається при переміщенні вилки 7 вліво або право, яка через упорні підшипники 6 переміщає в ту саму сторону МЗ 5. В результаті кульки 8 втоплюються і відносно нерухомої втулки 9 переміщують вліво втулку 4, пружна ланка 2, гайку 1 і трубу затиску з цангою.

Швидкодіючі короткоходові ПрЗ з геометричним замиканням та пружною ланкою (рис. 2.2, б) і з примусовим розтиском (рис. 2.2, а) містять технологічні і компактні роликові (кулькові) ППМ. Ці ПрЗ мають невеликий хід труби (тяги) затиску і при стандартних цангових ЗП із затяжною цангою не дозволяють надійно затискати прутки з великими (більше 0,5..1 мм) відхиленнями діаметру.

Одна з перших запатентованих у США у 1961 році конструкцій ЗМ, що містить ПрЗ з геометричним замиканням, представлена на рис. 2.3. ППМ даного ПрЗ містить розклинюючі елементи у вигляді кульок 34.

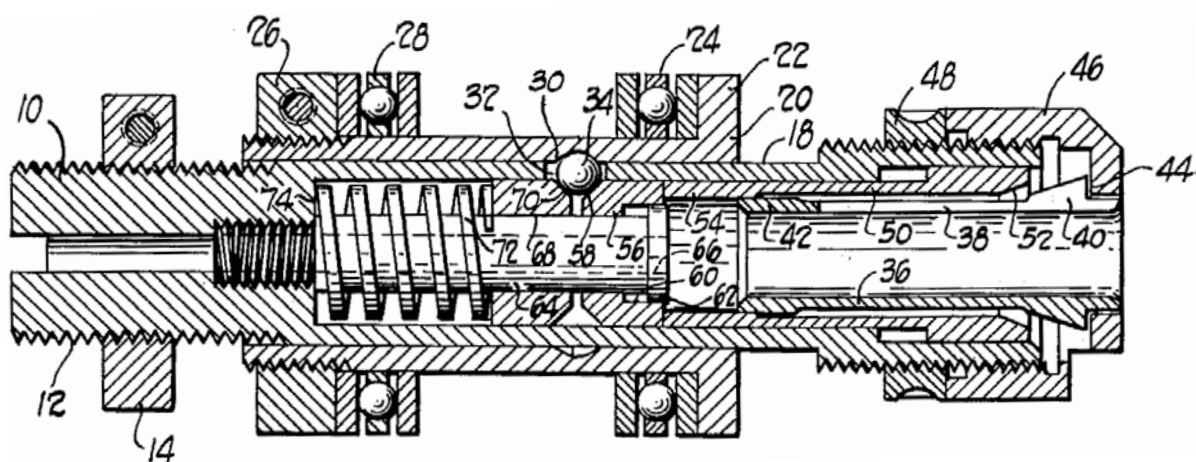


Рис. 2.3. ЗМ, що містить ПрЗ з геометричним замиканням за патентом США №2989316 [54]

Особливістю даного ПрЗ є те, що він спрацьовує при осьовому переміщенні МЗ 20 і її фасонної поверхні 30 в обидві сторони а під дією вихідного зусилля ПрЗ. При цьому відбувається переміщення стакана 50 відносно зафіксованої від осьового переміщення цанги натискного типу 38. Затиск деталі відбувається внаслідок взаємодії фасонної поверхні 52 з відповідними поверхнями ЗЕ 40, що призводить до радіального переміщенні останніх при збереженні їх положення в осьовому напрямку. Створення натягу в системі ЗМ та компенсація відхилень радіального розміру заготовки відбувається за рахунок деформації пружини 72, що має можливість силової

взаємодії з натискною шайбою 68 котра також має можливість силової взаємодії з розклинюючим елементом 34 через фасонну поверхню 70.

В 3М БТА мод. 1261М і 1262М (рис. 2.4, а) використовується ПрЗ з розклинюючими елементами у вигляді бочкоподібних роликів. Для закріплення прутка 7 МЗ 4 переміщається вліво, зміщуючи при цьому своєю фасонною поверхнею ролики 3 в напрямку осі обертання шпинделя. Це призводить до руху вліво сепаратора 2, компенсатора 1 та опорної шайби 8 разом з трубою затиску 5 і цангою 6.

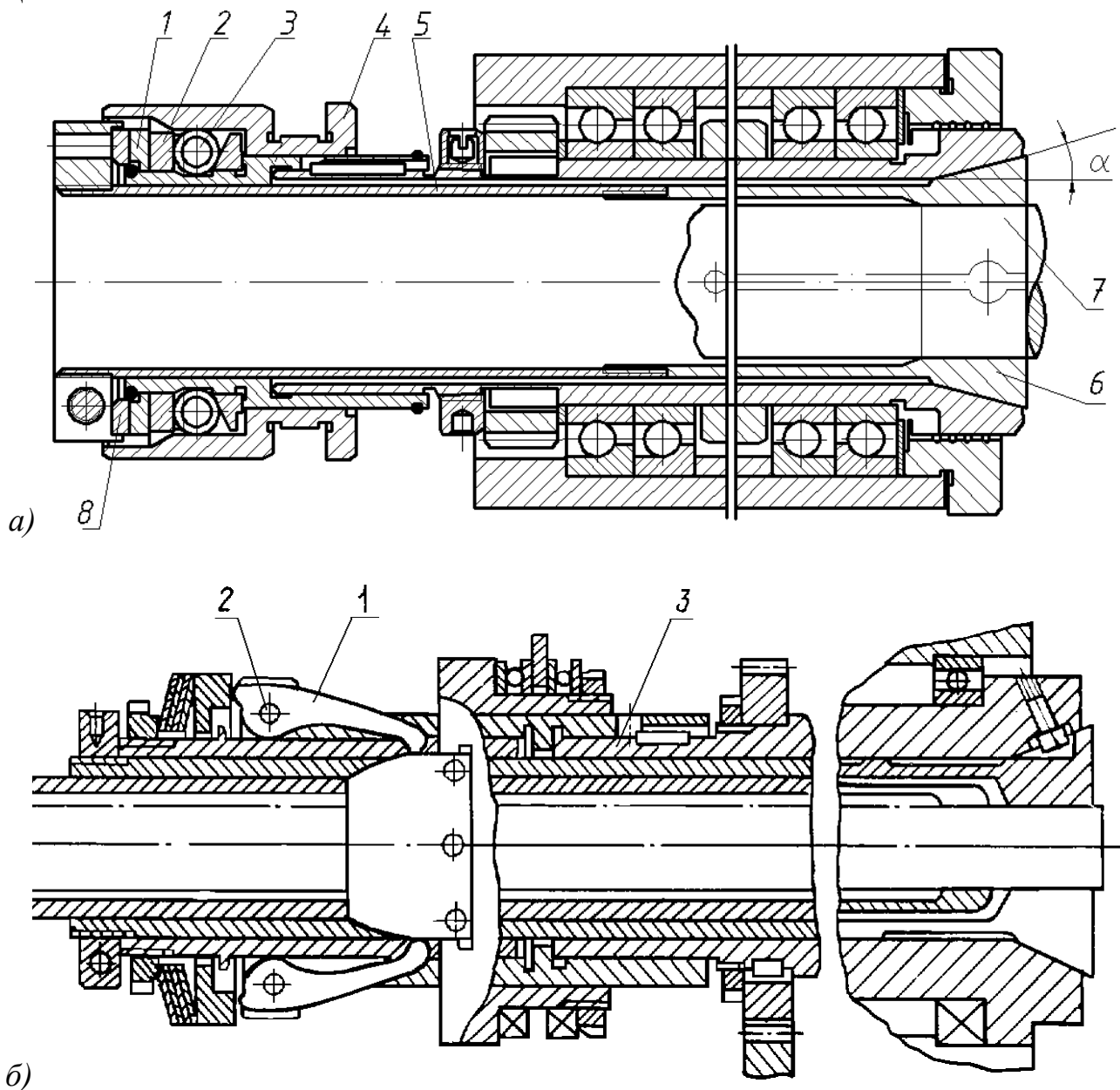


Рис. 2.4. 3М для багатошпиндельних токарних автоматів: а) – з роликовим ПрЗ мод. 1261М (1262М); б) – з тангенціально розташованими важілями в ПрЗ за а.с. СРСР №1090504 [6]

Для усунення впливу на працездатність ПрЗ відцентрових сил інерції, що діють на важелі ППМ під час обертання шпинделя, у ПрЗ [6] (рис. 2.4, б) важелі 1 розташовані на паралельних осях 2 так, що площа, в якій вони повертаються, є перпендикулярною до лінії дії їх відцентрових сил. Таким чином відцентрові сили інерції, що діють на важелі 1 не спричиняють їх додаткових переміщень і вихідне зусилля ПрЗ залишається стабільним при зміні частоти обертання шпинделя 3.

Як відомо, умови розклинювання кулькового (роликового) ППМ протирічають умовам отримання максимального значення коефіцієнта підсилення механізму. З метою вирішення цього протиріччя у ПрЗ [52] (рис. 2.5) МЗ 3 оснащена додатковою конічною поверхнею 1 і встановлено, з можливістю осьового переміщення, додаткову втулку 6 з похилими торцевими поверхнями 5 і 7 призначеними для взаємодії з двома рядами кульок 4 і 2. Під час розтиску, в кінці ходу, МЗ 3 своєю додатковою конічною поверхнею 1 втоплює кульки, які зміщують додаткову втулку 6 вправо. При цьому інший похилий торець 5 додаткової втулки 6 виштовхує розклинюючі елементи 4.

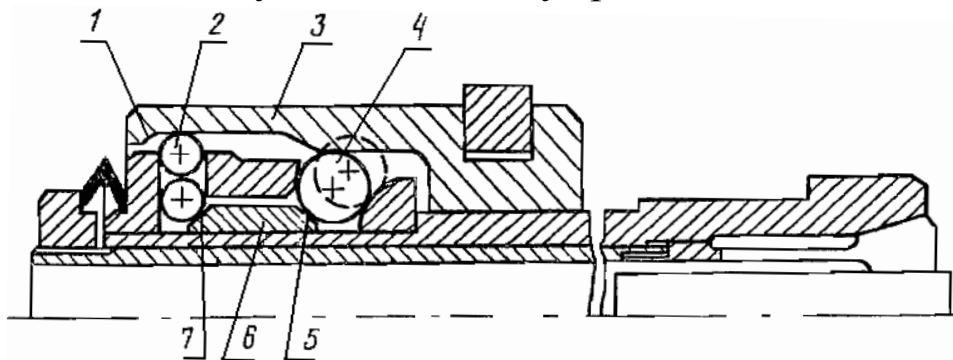


Рис. 2.5. Пристрій для затиску заготовок за а.с.СРСР №1096039 [52]

Для зменшення втрати зусилля затиску заготовки в ЗМ, при підвищенні частоти обертання шпинделя, у ПрЗ [9] (рис. 2.6) МЗ 2 виконана охопленою розклинюючими елементами 3.

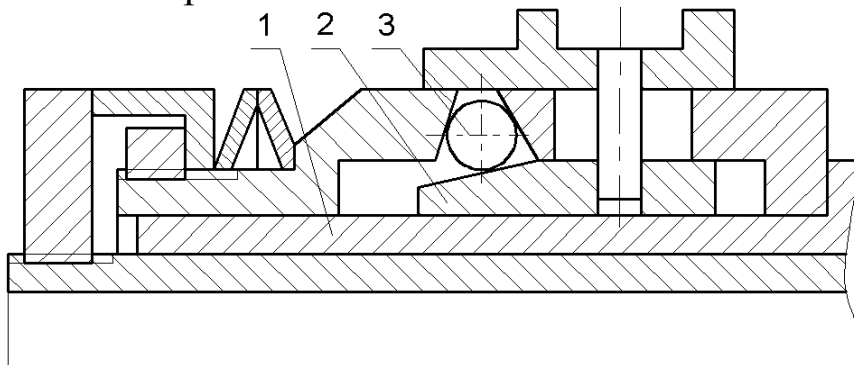


Рис. 2.6. Механізм затиску прутка за а.с. СРСР №1206008 [9]

Така конструкція ПрЗ дозволяє отримати додатковий натяг в ЗМ за рахунок додаткового переміщення розклинюючих елементів 3 під дією відцентрових сил інерції при підвищенні частоти обертання шпинделя 1.

ЗМ (рис. 2.7) містить охоплену тілами кочення затискну МЗ 5 виконану як одне ціле з поршнем підпружиненим пружинами 7. Фасонний профіль 5 утворений кутом β і відвернутий від осі обертання механізму. Пружини 7 забезпечують переміщення МЗ 5 при затиску. При обертанні механізму на тіла кочення 2 діють відцентрові сили, які за рахунок "закритого" гострого кута γ (спрямованого в напрямку їх дії) утвореного торцями нерухомого 1 і рухомого 3 упорів додатково штовхають останній. Це зумовлює появу додаткового зусилля затиску заготовки 4. Для відводу рухомого упору 1 при розтиску передбачені пружини 6.

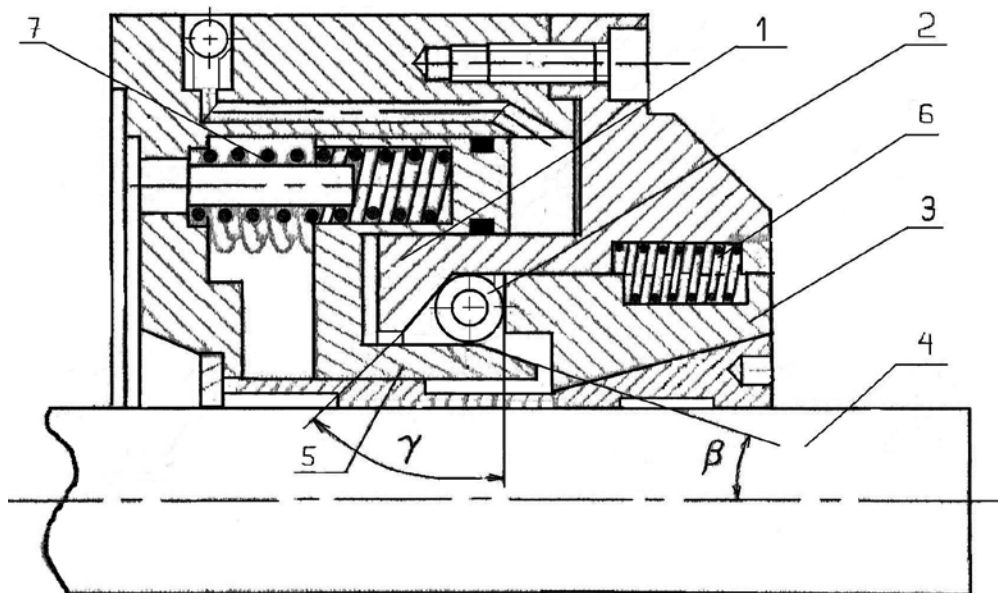


Рис. 2.7 Цанговий. ЗМ з геометричним замиканням (роликовий або кульковий) і охопленою МЗ за пат. України №83859 [59]

З метою розширення технологічних можливостей ЗМ шляхом забезпечення більшої стабільності зусилля затиску заготовок з різними допусками радіального розміру ПрЗ [22] (рис. 2.8) оснащено розміщеними співвісно основній МЗ 1, опорній 2 і натискній 4 обоймам додатковими МЗ 5, опорною 6 і натискною 8 обоймами, які призначені для розміщення додаткової групи розклинюючих елементів 7. При цьому в кожній з МЗ виконані рівномірно розміщені по колу радіальні отвори для встановлення в них зйомних пальців 9 і 10, які призначені для з'єднання МЗ з опорними обоймами 2 і 6.

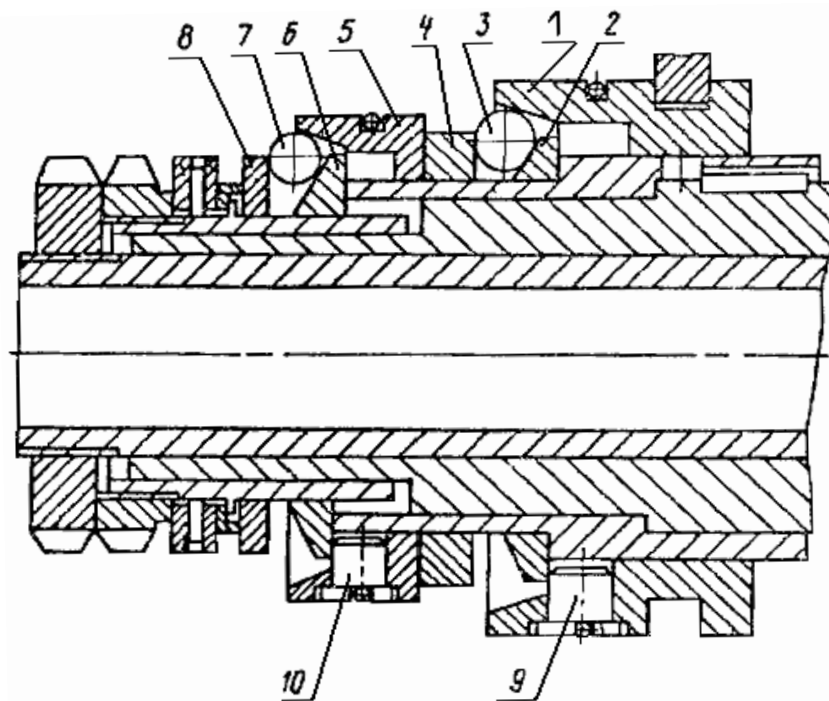


Рис. 2.8. ПрЗ з геометричним замиканням і двома муфтами затиску за а.с. СРСР №1572754 [22]

Якщо пальці не встановлені в основну і додаткову МЗ то під час затиску відбувається послідовне спрацьовування основної 3 і додаткової 7 групи розклинюючих елементів (зусилля від шайби 4 передається на МЗ 5). При цьому отримується найбільше вихідне зусилля і найменший хід труби затиску. При встановленні пальців відбувається передача зусилля від МЗ через упорну шайбу і розклинюючі елементи до натискної шайби без зміни його характеристик. Таким чином, враховуючи різність коефіцієнтів підсилення основної і додаткової груп елементів, встановлюючи пальці в ту чи іншу МЗ (або в обидві разом) можна змінювати хід труби затиску та величину вихідного зусилля цього ПрЗ.

На рис. 2.9 представлено конструкцію ЗМ за патентом США №3451314, що містить ПрЗ з геометричним замиканням. Особливістю даного ПрЗ є те, що затиск відбувається за рахунок зусилля стиснутої пружини 48 шляхом пересування муфти затиску 25 вліво. При цьому пружина 48 стискається у процесі розтиску заготовки за рахунок руху поршня 26 вправо під дією тиску робочого середовища, що подається в напірну камеру циліндра 18 через канал 50 та вузол підведення робочого середовища від нерухомого каналу 49. Недоліком даного ПрЗ можна назвати компоновку ППМ у якій вплив відцентрових сил, що виникають під час обертання ПрЗ, на

розклинюючі елементи 54 сприяє зменшенню вихідного зусилля ПрЗ. Тому, використання даного ПрЗ на високих частотах обертання шпинделя є недоцільним.

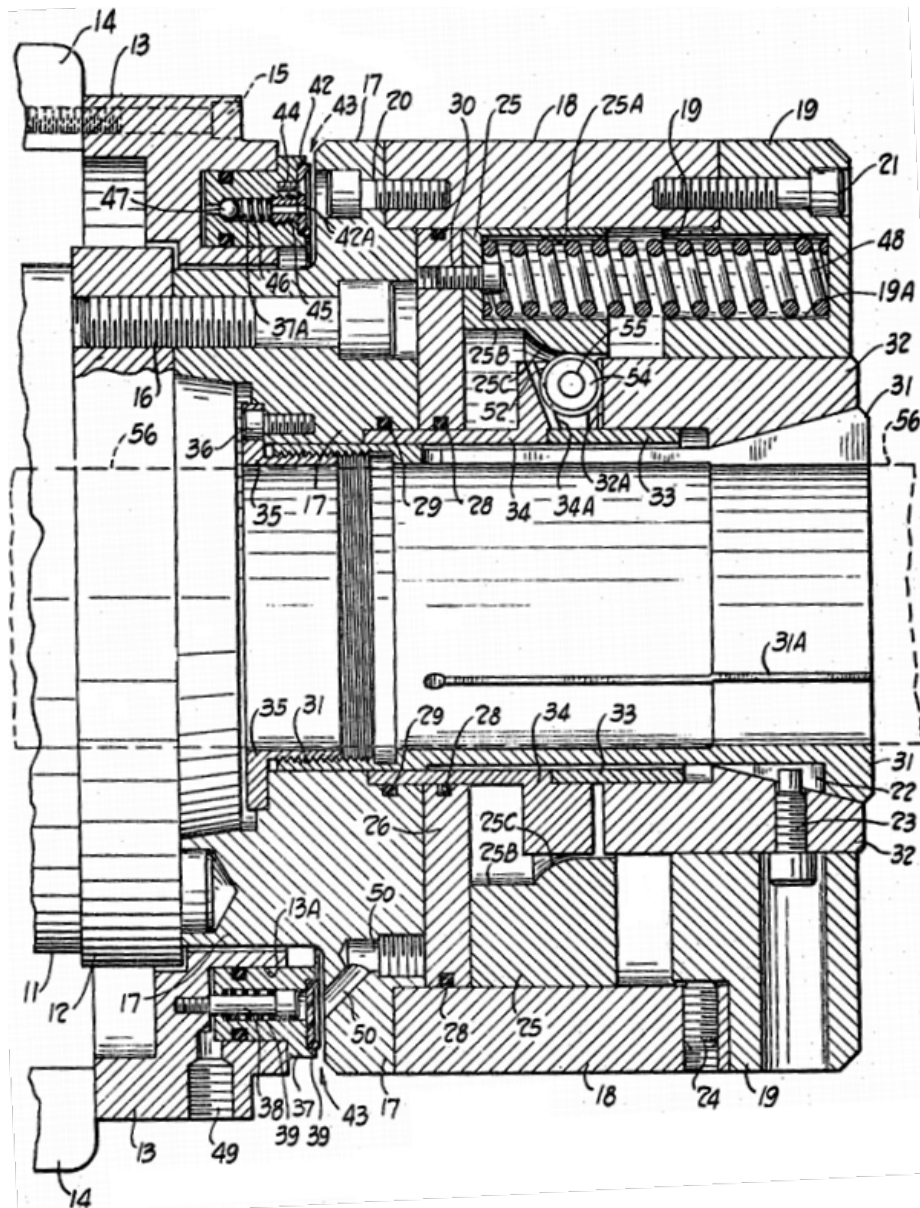


Рис. 2.9. Цанговий ЗМ з геометричним замиканням за пат. США №3451314 [55], інверсний варіант ЗМ (рис. 2.7)

2.2. Приводи затиску з силовим замиканням

До ПрЗ з силовим замиканням (тобто з незамкнутим силовим потоком) відносяться: гідравлічні, пневматичні, їх поєднання, гідро- та пневмомеханічні, пружинні, відцентрової дії, магнітні, електромагнітні, електромеханічні, вакуумні та ін.. Ці ПрЗ, що використовують енергію стиснутого повітря, рідини або пружини, магнітних, інерційних, відцентрових сил, застосовуються в токарно-

револьверних верстатах, багатошпіндельних напівавтоматах, механізмах автоматизованого затиску інструментів і рухомих вузлів верстата.

До основних переваг ПрЗ з силовим замиканням відносяться: стабільність сил затиску при зміні розмірів заготовки; можливість отримання та підтримки великих зусиль затиску без застосування підсилюючих проміжних передач; можливість дистанційного керування, а для гідро- та пневмоприводів – можливість безступінчатого автоматичного регулювання сил затиску заготовки та швидкостей при наявності зворотного зв'язку, висока швидкодія, особливо при акумулюванні енергії затиску; енергоємність при затиску з допомогою пружин, а розтиску гідро- або пневмоциліндром; висока питома енергоємність, що визначається вагою ПрЗ до потужності, яка розвивається під час затиску (для гідроприводів вона досягає 6 Н/кВт [1])

Недоліками ПрЗ з силовим замиканням є зміна зусилля затиску $Fr_2 (T_{\Sigma})$ при коливаннях тиску робочого середовища в мережі, небезпека викиду деталей у випадку неочікуваного зменшення тиску або розриву у мережі (для гідро- і пневмоприводів), поломки пружини (у пружинних приводах) або відключення електромережі; витрати робочого середовища (масла та повітря), компенсація яких спричиняє підвищені витрати енергії, шум; залежність режиму роботи від в'язкості масла, що змінюється при його нагріванні (для гідроприводів).

Існує значна кількість різних конструкцій ПрЗ з силовим замиканням, однак всі вони в тій чи іншій мірі можуть бути зведені до основних принципових і конструктивних схем. В [2, 3] наведені принципові схеми ПрЗ, що входять до складу ЗМ автоматизованих токарних верстатів. Найбільш прості ПрЗ з силовим замиканням можуть складатися з одного ЗП, що забезпечує затиск за рахунок відцентрових сил $F_{\text{ц}}$ вільних пліч кулачків самозатискних кулачкових і повідкових ЗП. При цьому сила затиску $Fr_2 (T_{\Sigma})$ заготовки може бути збільшена при зростанні сил різання, що діють на заготовку, тобто заготовка чинить вплив на роботу ЗП. Це дозволяє під час включення і виключення обертання шпинделя верстата затискати і звільняти від затиску заготовки без додаткових витрат часу. Існують ЗМ з відцентровим ПрЗ, розташованим з боку ЗП або на задньому кінці шпинделя. В цих випадках для полегшення і прискорення розтиску доцільно ставити пружну ланку розтиску.

Серед різноманіття ПрЗ з силовим замиканням одним з найбільш перспективних з точки зору економічності, металоємності та можливості гнучкого керування є гідравлічні ПрЗ. Зараз розвиток гідравлічних ПрЗ відбувається головним чином не по шляху створення принципово нових розробок, а по шляху покращення параметрів раніше створених конструкцій, підвищення їх питомої потужності, точності керування, економічності та довговічності, зменшення габаритів, зниження шуму, трудових затрат на виготовлення та обслуговування, оптимального комбінування різних засобів управління [1]. Застосування гідроциліндра, розташованого на шпинделі верстата, якості ПрЗ для затиску заготовок, що не калібруються, викликає серйозні утруднення в експлуатації, пов'язані з необхідністю введення робочої рідини з гідросистеми в гідроциліндр, що обертається [1, 2]. Це вимагає ретельного ущільнення місця підведення масла – сполучення деталей котрі здійснюють відносний обертальний рух, і приводить до його швидкого зносу у випадку недостатньо відфільтрованого масла і наявності у ньому твердих частинок. З метою зменшення витоків масла виконують торцеве підведення. З метою збільшення сили затиску можуть застосовуватися ПрЗ з гідропластом або силіконом, що забезпечує підсилення до $4\div 9$ разів. Гідравлічний привод має ряд недоліків основними з яких є: можливість деякого зсуву заготовки при випадковій зміні тиску в гідроциліндрі, значна витрата електроенергії, порівняльна невелика швидкодія.

Пневматичний ПрЗ є більш економічним у виготовленні та експлуатації внаслідок більш простої конструкції, не містить зворотних ліній, до нього висувають менші вимоги по відношенню до герметичності, його робота в меншій мірі залежить від коливань температури. Він може конкурувати з гідравлічним ПрЗ в області малих сил та моментів і при особливо високих вимогах до швидкодії [1]. Недоліками пневмопривода є: великі габарити для отримання значних зусиль затиску, шум, скачки при переміщенні виконавчого органу, що заважають здійсненню заданого закону руху; витoki повітря значно зменшують ККД; здатність повітря стискатися, що сприяє переміщенню поршня або діафрагми при важких режимах роботи, особливо при роботі з ударами, що викликає зсув або навіть викид деталі. Великі швидкості та стрибки можуть призводити до порушення положення деталі, що було досягнуто попередньою установкою.

Поєднання переваг гідравліки і пневматики використовується в пневмогідравлічних механізмах, робота яких ґрунтується на перетворенні тиску стиснутого повітря в тиск рідини. Пневмогідравлічний ПрЗ, зберігає всі позитивні якості пневматичного та володіє порівняно з ним рядом суттєвих переваг [1]: отримання високих тисків робочої рідини при значно менших діаметрах робочих циліндрів, що впливає на компактність та металоемність ПрЗ; можливість передачі значних зусиль затиску від гідроциліндра до ЗЕ без механічних підсилювачів, що підвищує ККД та знижує витрати на виготовлення ПрЗ; передача зусилля затиску відбувається плавно без ударів та поштовхів внаслідок невеликої здатності до стискання робочої рідини.

Доцільно використовувати гідропневмопривод у поєднанні з механічним приводом, що виключає вплив зміни тиску масла або повітря в системі на роботу ЗМ. Недоліками пневмогідравлічних приводів є відносна складність конструкції, велика кількість ущільнень та клапанів, що сприяє збільшенню витоків робочого середовища, змішування повітря з маслом, що призводить до скачкоподібного переміщення поршня силового гідроциліндра та різкого зменшення жорсткості даного привода (як наслідок затиску).

Прагнення забезпечити надійний затиск гарячекатаних заготовок призвело до створення ПрЗ з пружинним силовим замиканням. Якщо в ПрЗ з геометричним замиканням при відхиленні діаметру заготовки осьова сила змінюється значно (у 1,5... 5 разів і більш), то застосування великих пакетів пружин в приводі (рис. 2.10) знижує коливання сил в приводі до 1,2...2 раз. Недоліками пружинного затиску є: пониження жорсткості затиску заготовок, громіздкість конструкції, недовговічність пружин.

Відомий пружинний механізм затиску, що застосовувався в чехословацьких токарних автоматах, наприклад, мод. АН 6/40 (рис. 2.10, а) [8] забезпечує затиск прутків і штучних заготовок з $\Delta d = \pm 2$ мм за рахунок пакету тарілчастих пружин. В положенні "затиснуто" муфта 1 знаходиться в крайньому лівому положенні, пружина 3, що впирається в шпindel 4, з допомогою труби затиску 5 та зв'язаної з нею втулки з похилими площинами притискають сухарі патрона до заготовки (на рис. не зображені). Розтиск здійснюється переміщенням муфти 1 вправо на постійну величину H , при цьому зусиллям, що передається через важелі 2, стискається пружина 3. Хід H муфти значно більший ходу h труби затиску. Тому сила, яка прикладається

до муфти 1 і до підшипників шпинделя при розтиску значно менша сили натягу пружини 3. До даного типу відноситься також привод, показаний на рис. 2.10,б [58]. Затиск здійснюється пакетом тарілчастих пружин 3, які утримують втулку 2 з пальцями 5 і трубу 6 з конусною втулкою (на рис. не зображено) в правому положенні, що забезпечує стискання пелюсток цанги. При розтиску муфта 1 переміщається вліво і від крайніх роликів 4 через вісь зводить важелі 4а, внаслідок чого середній ролик давить на конічну поверхню втулки 2 і переміщає її вліво стискаючи пружини 3. Відведення конусної втулки здійснюється спеціальною пружиною, яка встановлена на передньому кінці шпинделя.

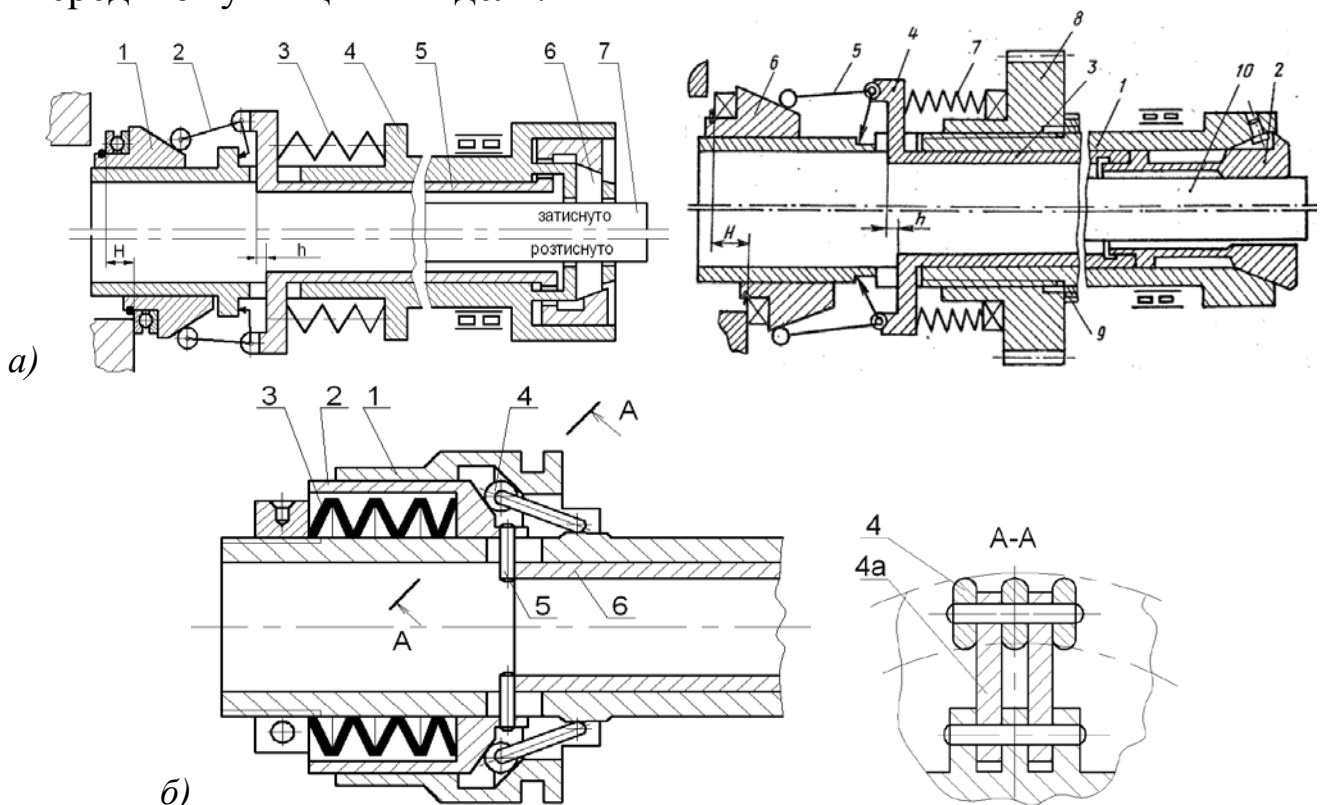


Рис. 2.10. ПрЗ з пружним силовим замиканням: а) – за а. с. СРСР №1131603 [8]; б) – за пат. ГДР №42462 [58]

Цанговий ЗМ (рис. 2.11) [62] може бути приєднаний до шпинделя через поверхню фланця 3 та різьбовий отвір 12 і містить гідравлічний ПрЗ з можливістю налаштування на номінальний розмір поверхні, що затискається. Налаштування положення ЗЕ 63 цанги 60 для затиску прутка номінального діаметру може бути здійснений у ПрЗ шляхом використання черв'ячної передачі, що складається з черв'яка 90 та черв'ячного колеса 80. Внаслідок провертання черв'яка 90 через вихідний кінець вала 92а виникає обертальний рух черв'ячного колеса 80, що передається до труби затиску 70 через виступ 83

і призводить до видовження різьбового з'єднання 76 та зміни радіального положення 3Е. Циліндр 6 і розташовані у ньому зовнішні кільця 24 та 40 радіально упорних підшипників відповідно 15 та 16 залишаються не рухомими під час обертання шпинделя верстата (на рис. не показано) та жорстко приєднаних до нього фланця 3, корпуса 4 з розташованими на ньому конусною втулкою 51 і внутрішнім кільцем 26 підшипника 15, зубчатим колесом 80 і трубою затиску 70 з цангою 60, що базується по внутрішній конусній поверхні втулки 51. Внутрішнє кільце 42 підшипника 16 має можливість обертання разом з корпусом 4 та силової взаємодії з трубою затиску 70 через її виступ 71 і втулку 72. При цьому підшипник 16 має можливість також осевого переміщення разом з поршнем 36 трубою затиску 70 і приєднаною до неї цангою 60.

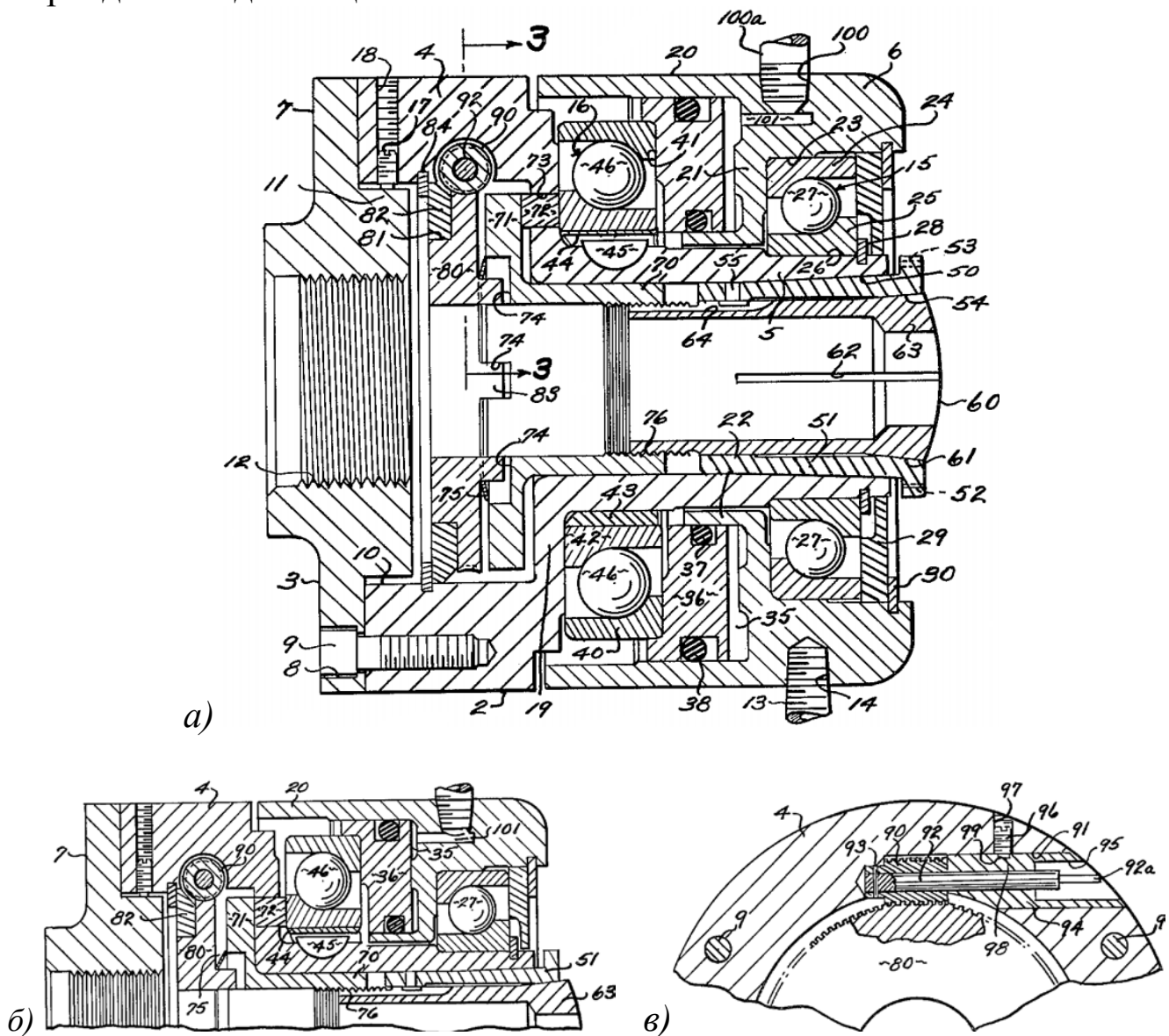


Рис. 2.11. Гідравлічний ПрЗ за пат. США3030119 [62]

У процесі затиску заготовки стиснений потік робочого середовища підводиться до камери 35, що утворена кільцевим поршнем 36 та стінками циліндра 6. Це призводить до переміщення поршня 36 вліво і передачі осьового зусилля до цанги 60 через підшипник 16 і трубу затиску 70. При цьому також відбувається стискання пружини 75. Під час розтиску заготовки рух труби затиску 70 та цанги 60 вправо відбувається під дією сил пружності деформованої у процесу затиску пружини 75 внаслідок зменшення тиску робочого середовища в камері 35.

ПрЗ (рис. 2.12) [61] може бути приведеним в дію за рахунок енергії стиснутого газу або рідини. У даному ПрЗ труба затиску 50 своїм правим кінцем з'єднана із ЗП (на рис не показано), а шпindelний вузол 51 містить зовнішню різбову поверхню, що має можливість силової взаємодії з гайкою 56. На шпинделі 51 також розташовані втулка 60 та опорна шайба 55, що застраховані від провертання відносно шпинделя 51 відповідно штифтом та шпонкою. При цьому опорна шайба 55 має можливість силової взаємодії з торцевою поверхнею гайки 56. Втулка 60 має можливість осьового переміщення відносно шпинделя 51 та силової взаємодії з трубою затиску 50 через шайбу 64 та гвинти 90. Втулка 60 оснащена зовнішньою різбовою поверхнею 59 на яку нагвинчено флянecь 57, а також містить на зовнішній циліндричній поверхні рухому в осьовому напрямку втулку 54, що застрахована від відносного провертання шпонкою 62. Зовнішня циліндрична поверхня втулки 54 містить гвинтові шліци, що мають можливість силової взаємодії з відповідною зубчатою поверхнею, що розташована на зовнішній циліндричній поверхні пальців 52. Втулка 54 має можливість силової взаємодії також з внутрішнім кільцем радіально-упорного підшипника 68. Пальці 52 мають можливість силової взаємодії з торцевою поверхнею упорної шайби 55 та оснащені зовнішньою циліндричною фасонною поверхнею, що разом з відповідною фасонною поверхнею фланця 57 утворюють гвинтову передачу. Описані вище елементи складають обертову частину даного ПрЗ. Зовнішнє кільце підшипника 68 має можливість силової взаємодії з поршнем 69, що має можливість осьового переміщення відносно циліндра 70. При цьому циліндр 70 нерухомо прикріплений до корпусу 72 (верстата, шпindelного барабана) та разом з поршнем 69 утворює дві камери 75 та 76, що з'єднані з напірною та зливною магістралями через штуцера 78 і 77 відповідно.

У процесі затиску заготовки, при подачі стисненого робочого середовища (газ або рідина) в камеру 76, відбувається осьове переміщення поршня 69 вліво, що передається через підшипник 68 до втулки 54. Відносний рух втулки 54 та пальців 52 призводить до взаємодії гвинтових шліців втулки 54 з відповідною зубчатою поверхнею пальців 52 і спричиняє їх обертання навколо своєї осі. Обертання пальців 52 навколо своєї осі призводить до їх осьового переміщення вправо відносно фланця 57 і силової взаємодії з торцевою поверхнею опорної шайби 55. Це спричиняє осьовий рух фланця 57 відносно опорної шайби 55 та шпинделя 51 вліво, який передається через різьбове з'єднання 59 до втулки 60 та через шайбу 64 до труби затиску 50. При цьому, після припинення подачі робочого середовища в одну з камер циліндра, положення елементів ПрЗ фіксується за рахунок сил тертя, що виникають в основному у гвинтовій передачі що утворена фасонними поверхнями пальців 52 та фланця 57.

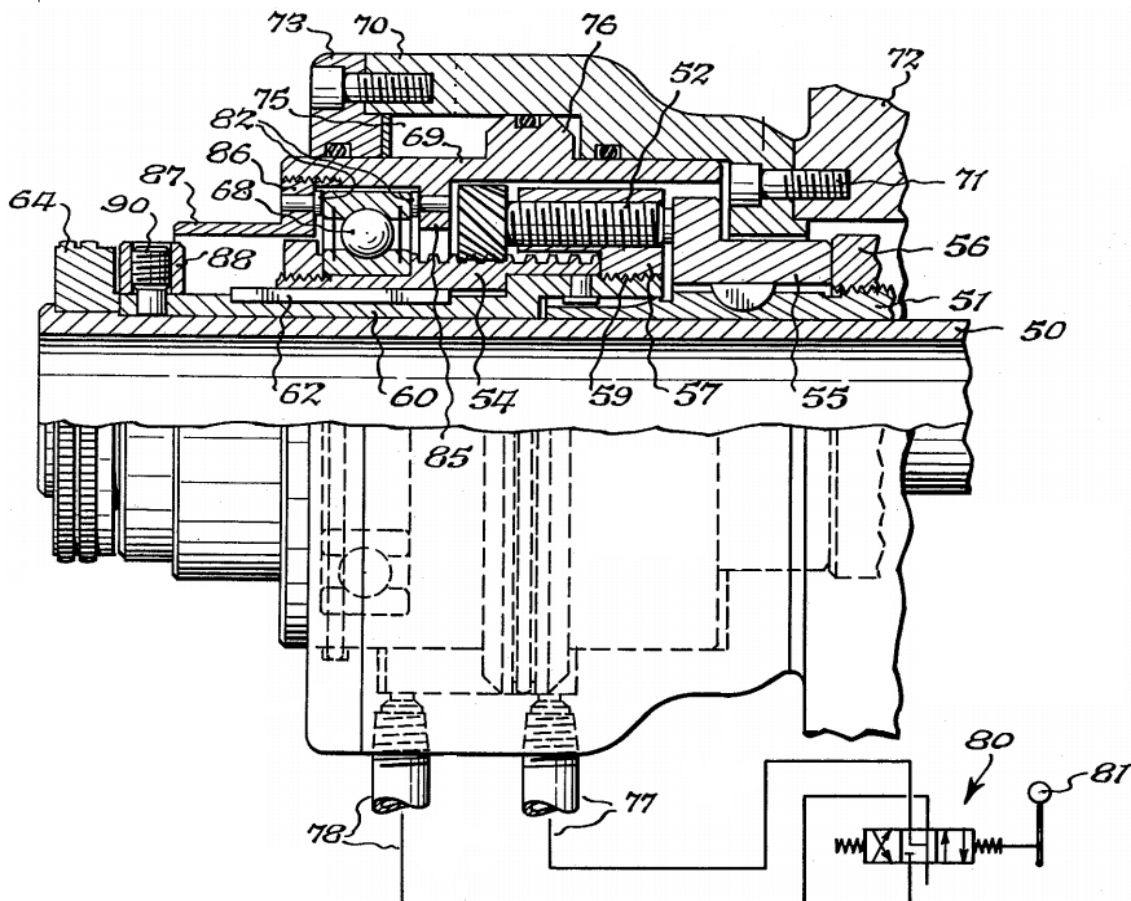


Рис. 2.12. Гідравлічний ПрЗ за пат. США № 3077353 [61] (пат. Англії №955406 [63])

Розтиск заготовки відбувається при подачі стисненого робочого середовища в камеру 75. При цьому поршень 69 рухається вправо і

всі елементи ПрЗ рухаються у протилежному напрямку у порівнянні з процесом затиску. Рух втулки 54 вправо підтримує контакт торцевих поверхонь пальців 52 та опорної шайби 55 а передача осьового зусилля до труби затиску від втулки 60 відбувається внаслідок дії сил тертя, що виникають між торцевою поверхнею гвинтів 90 та циліндричною поверхнею труби затиску 50.

2.3. Приводи затиску, що використовують дію відцентрових сил інерції

Існує ряд конструкцій ПрЗ, що передбачають використання відцентрових сил інерції, що діють на невірноважені частини, для забезпечення процесу затиску та підтримки зусилля затиску під час обробки заготовки. Для зручності такий вид ПрЗ зазвичай називають відцентровими.

На рис. 2.13 [29] показано ЗМ, що містить відцентровий ПрЗ. На бічній поверхні центробіжного вантажу виконана рейка з упорними зубами 9, у впадини якої входить вістря підпружиненого фіксатор-храповика 10. Фіксатор-храповик 10 виводиться із зачеплення із зубами 9 рейки при натисканні кнопки 11 важеля 12.

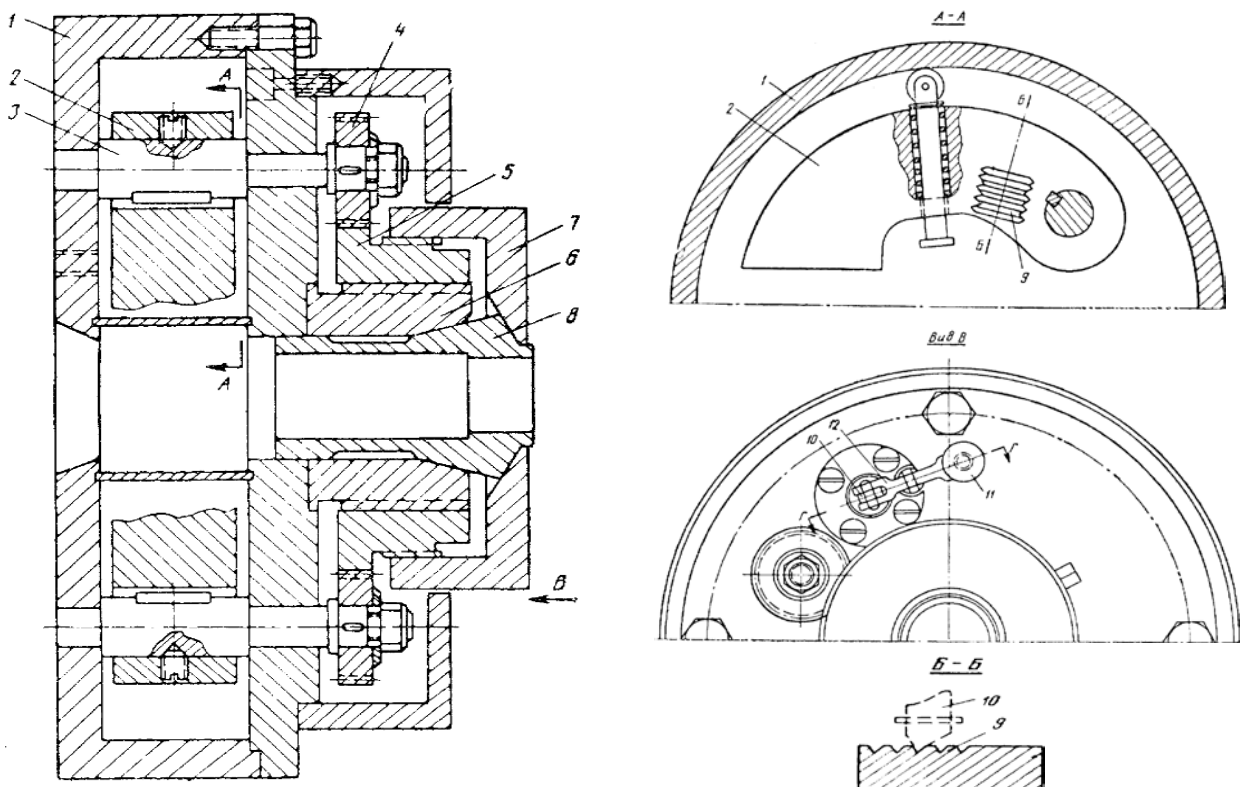


Рис. 2.13. Цанговий ЗМ з відцентровим ПрЗ і вантажами які рухаються в площині перпендикулярній до осі шпинделя за а.с.СРСР №315507 [29]

Під час обертання шпинделя центробіжні вантажі 2 під дією відцентрової сили розходяться та повертають вали 3 і разом з ними шестерні 4. Далі обертання передається на шестерню-гайку 5, яка переміщається по різьбовій втулці 6 і через натискне кільце 7 тисне на торець цанги 8. Коли відцентрові вантажі 2 розходяться під дією центробіжних сил, вістрі фіксатора-храповика 10 послідовно входить у впадини між зубами 9 і при зупинці шпинделя утримує центробіжні вантажі у розведеному положенні. При натисканні на кнопку 11 важеля 12 фіксатор храповик 10 виводиться з впадини між зубами 9, центробіжні вантажі під дією підпружинених плунжерів займають початкове положення і цанга 8 припиняє затиск заготовки.

ПрЗ в складі ЗМ (рис. 2.14) [32] містить корпус 2, що закріплений на планшайбі 1. В радіальних направляючих корпуса 2 розташовано вантажі, що впливають через клинові пари на важелі 4, котрі закріплені на осях 5, що розташовані на опорному кільці 6. Протилежні плечі важелів 4 діють через втулку 7, котра направляється шпонкою 8 та підпружинена пружиною 9, на цангу 10, хід якої обмежений упорним кільцем 11. Причому кожен вантаж діє на два важеля.

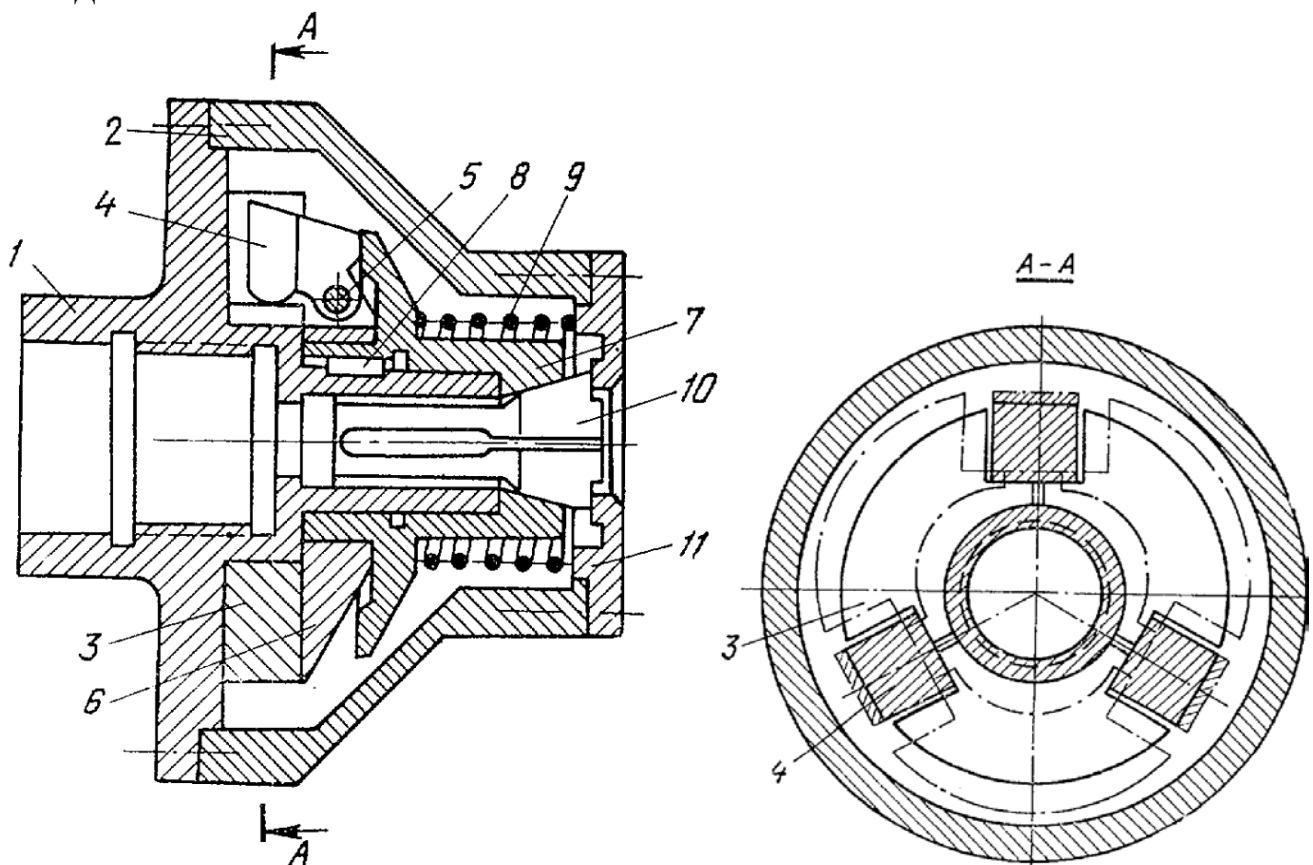


Рис. 2.14. Цанговий ЗМ, що містить відцентровий ПрЗ з вантажами які рухаються в площині осі шпинделя за а.с.СРСР №499056 [32]

Робота механізму відбувається наступним чином. Вантажі 3 під дією відцентрової сили пересуваються у радіальному напрямі і внаслідок опирання на важелі 4, що закріплені на осях 5, діють на них як двоскошений клин з кутом підйому 30° . Важелі 4 діють на втулку 7, що насаджена на шпонку 8 планшайби 1. Втулка 7, віджимаючи пружину 9, діє на цангу 10, що опирається в упорне кільце 11.

ПрЗ, що входить до складу ЗМ (рис. 2.15) [33] містить трубу затиску 1 з цанговим патроном 3, що розташовані всередині шпинделя 2. На задньому кінці шпинделя 2 жорстко закріплена муфта 4, що містить отвір для проходу труби затиску 1 і внутрішню циліндричну поверхню у якій розміщено підшипник 9, при цьому внутрішнє кільце підшипника 9 базується на трубі затиску 1. На трубі затиску 1 також розміщена перехідна втулка 5 на зовнішній поверхні якої виконаний коловий паз для 6 для клинового ремня і жорстко закріплено захисний кожух 7, а на торці встановлені упорні штифти 8. Між перехідною втулкою та муфтою розташовано упорний підшипник 9. На трубі затиску розташована колодка 10 з провушинами для закріплення вантажів 11. На кінці труби затиску 1 розташовано упорний підшипник 12. Пристрій працює наступним чином. Індивідуальний привод (на рис. не показано) через клинопасову передачу обертає перехідну втулку 5 і через упорні штифти 8, колодку 10, що разом з вантажами 11 утворює механізм відцентрової дії. Під дією відцентрових сил вантажі 11 розходяться і внаслідок взаємодії своїми кулачками на торець перехідної втулки, пересувають колодку 10 вліво. При цьому колодка 10 діє через упорний підшипник 12 на трубу затиску 1 пересуває останню вліво, що призводить до затиску деталі.

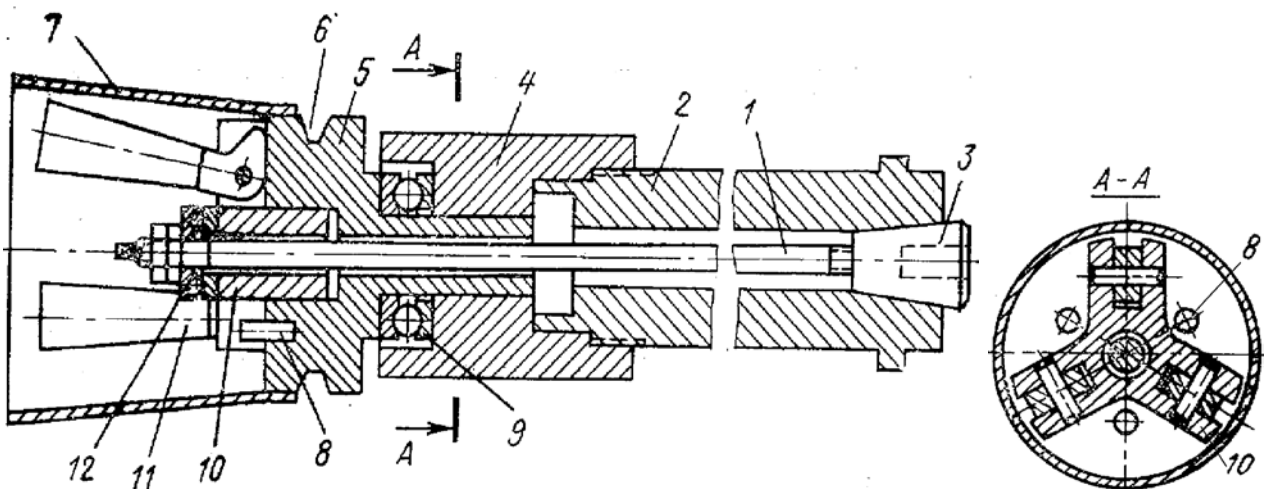


Рис. 2.15. Цанговий ЗМ, що містить відцентровий ПрЗ на задньому кінці шпинделя за а.с.СРСР №536893 [33]

ПрЗ (рис. 2.16) [43] працює за рахунок дії відцентрових сил інерції, що діють на рідину. В корпусі 1 розташовані дві ємності, що з'єднані між собою з допомогою осьових каналів 2: з легкою рідиною 3 (наприклад маслом) та важкою рідиною 4 (ртуть). Ємність з важкою рідиною 4 виконана у вигляді декількох гнучких радіальних симетричних сифонів 5, що мають можливість стискатися та розтягуватися.

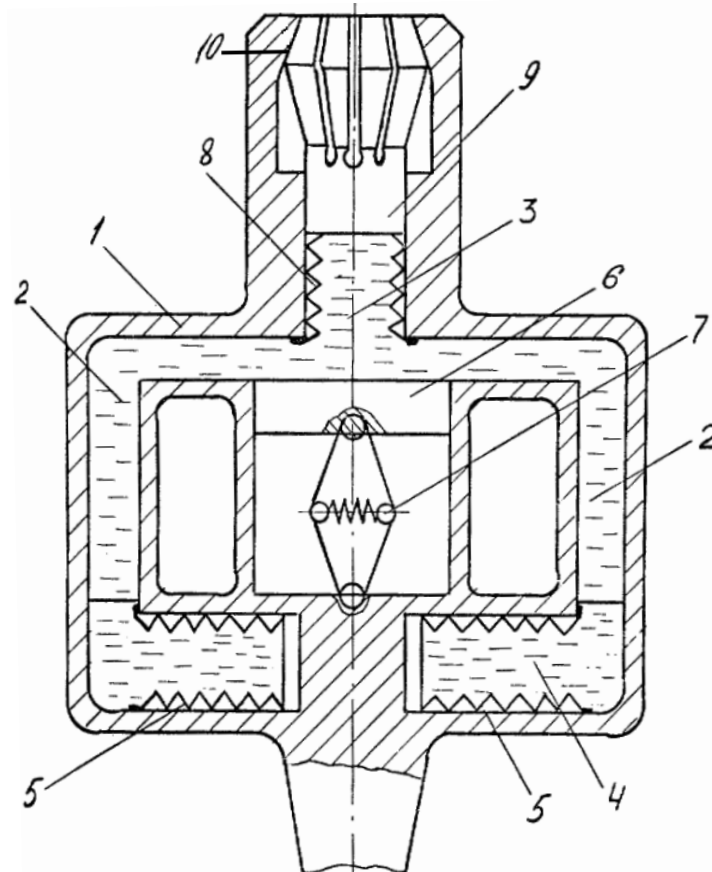


Рис. 2.16. Цанговий ЗМ, що містить відцентровий ПрЗ з рідинним середовищем, за а.с. СРСР №904905 [43]

Ємність з легкою рідиною 3 оснащена клапаном 6 постійного тиску з пружинним пристроєм 7. В ємності з легкою рідиною 3 встановлено гнучкий сифон 8, що контактує із ЗП у вигляді цанги 9, що опирається в затискний конус 10 корпусу 1. Під час обертання пристрою виникає різниця величини відцентрових сил інерції, що діють на важку та легку рідини. Це створює надлишковий тиск легкої рідини в ємності, що переміщає цангу 9 завдяки роботі гнучких сифонів 5 та 8. При перевищенні тиску на який розрахований пружний пристрій 7 клапана 6, що спричиняється великою частотою обертання, відбувається переміщення клапана 6 вниз та перерозподіл важкої рідини з радіальних ємностей в осьові канали 2, де відцентрові

сили не створюють тиску. Таким чином, відбувається врівноваження відцентрових сил за рахунок зменшення ваги рідини в радіальних каналах, тому цанга 9 затискає деталь у діапазоні всіх робочих частот обертання шпинделя з однаковим зусиллям.

Робота ПрЗ (рис. 2.17) [27] відбувається наступним чином. Вхідне зусилля подається до важеля 26 та утримує центральну втулку 19 у піднятому стані (пружина 24 стиснута). При цьому пружина 15 розводить важелі 8 чим забезпечує постійний контакт між торцевою поверхнею 22 втулки та клиновими поверхнями 25 важелів. Кулачки 13 на важелях 8 також є розведеними, що відповідає позиції «розтиснуто» і дає можливість встановити деталь 14.

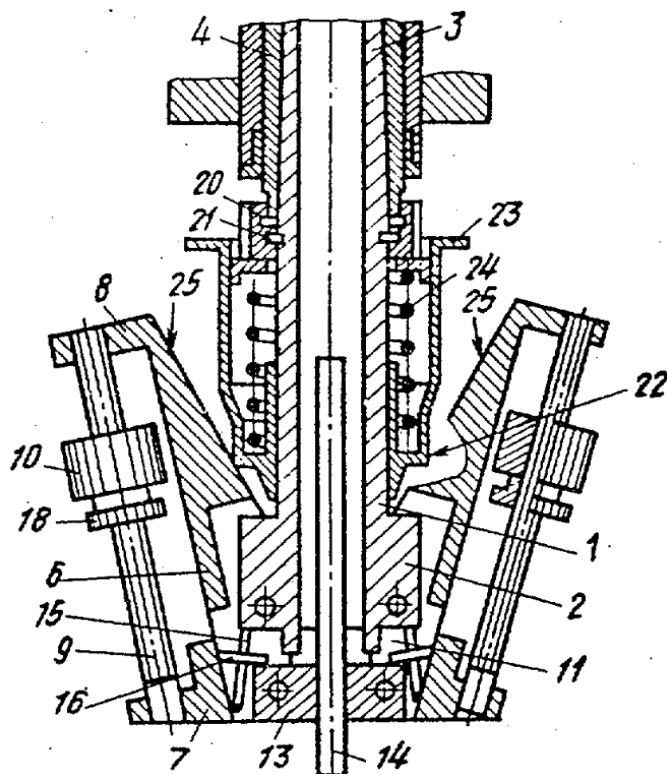


Рис. 2.17. Відцентровий ПрЗ за а.с. СРСР №1808490 [27]

Після припиненні подачі вхідного зусилля під дією пружини 24 втулка 19 переміщається вниз та діє поверхнею 22 на клинові поверхні 25 важелів, що спричиняє їх поворот до момент здійснення попереднього затиску 3Е 13. Після початку обертання шпинделя 4 від дією відцентрових сил важелі 8 намагаються розсунутися оскільки маса верхнього плеча важеля 8 значно більша його нижнього плеча де встановлені кулачки 13. Таким чином на деталь діє зусилля затиск від пружини 24 та відцентрових сил важелів 8 з врахуванням співвідношення їх плечей. Втулка 19 постійно підтримує важелі за рахунок контакту з ними по поверхні 25. Взаємодія поверхні 22

втулки 19 з клиновими поверхнями 25 важелів 8 забезпечує їх гарантований контакт при зміні положення важелів 8. Для зміни величини зусилля затиску вантажі 10 пересуваються вздовж важелів 8 відповідно до шкали 17. Після завершення обробки деталі частота шпинделя зменшується, що призводить до зменшення зусилля затиску заготовки, яке створюється саме відцентровими силами інерції. Під дією вхідного зусилля, що прикладається до бурта 23 втулки 19, піднімає її вздовж корпусу 1 і стискає пружину 24. Пружини 16 розводять ЗЕ 13 внаслідок повороту важелів 8 на осях 5.

ПрЗ (рис. 2.18, а) [5] працює наступним чином. При повороті гайки 7 проти дії пружини кручення 9, знімається тиск рухомої перегородки 3 на рідину в порожнині 4 під дією пружини 6. Таким чином знімається натяг пружної системи механізму.

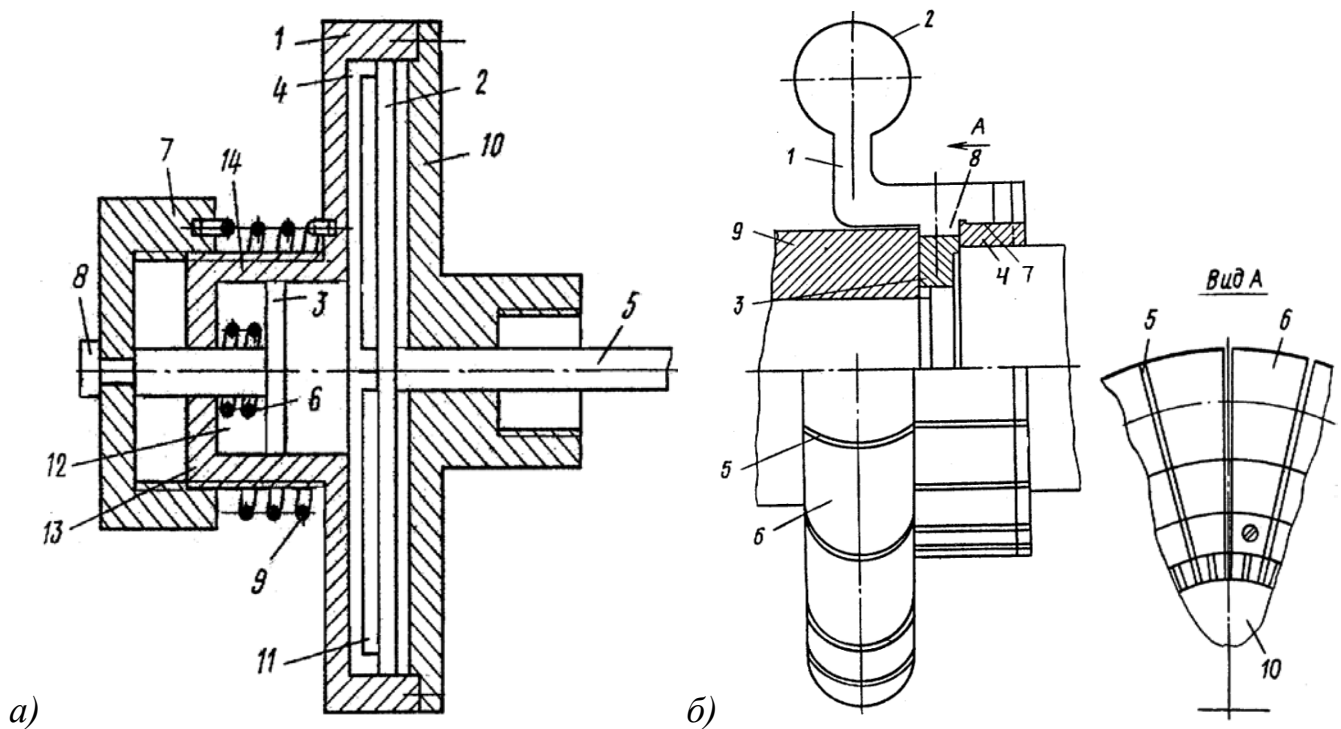


Рис. 2.18. Оригінальні відцентрові ПрЗ: а) – гідравлічний за а.с. СРСР №1071373 [5]; б) – механічний за а.с. СРСР №1585090 [23]

При відпусканні гайки 7 вона під дією пружини 9 обертається на різьбовій поверхні і через шток 8 переміщує перегородку-поршень 3, що знаходиться також під дією пружини стиску 6 в напрямку тиску на рідину в порожнині 4. Тиск рідини сириймається перегородкою – робочим поршнем 2 і через тягу 5 передається до ЗП (на рис. не показано). Відбувається попередній затиск. Під час обертання ПрЗ

під дією відцентрових сил в рідині, що залучається до обертання ребрами 11, розвивається тиск, що діє на перегородку 2 і створює основне зусилля затиску. Переміщення перегородок 2 та 3 відбувається впродовж процесу затиску. При цьому гайка 7, повертається по різьбі під дією пружини кручення 9, заштопорює перегородки 3 від зворотного переміщення і цим самим зберігається зусилля затиску при зменшенні швидкості обертання ПрЗ та його зупинці

ЗМ (рис. 2.18, б) [23] містить у своєму складі ПрЗ досить простої конструкції, що містить кільце 1 з торовою поверхнею 2, опорне кільце 3 та перехідне кільце 4. Кільце 1 розділене пазами 5 на сегменти 6 таким чином, що кожен сегмент представляє собою двоплечий важіль, одне плече якого закінчується торовою поверхнею 2, що грає роль центробіжного вантажу, а на іншому плечі цього важеля розташовано ЗЕ 7, при цьому середня частина 8 цього важеля закріплена на опорному кільці 3. Кільце 1 охоплює шпindel 9. Даний механізм працює наступним чином. Заготовка 10 при нерухомому шпинделі 9 встановлюється в отвір перехідного кільця 4 та опирається на торець опорного кільця 3. При обертанні шпинделя 9 під дією відцентрових сил сегменти пружно повертаються відносно точок закріплення і затискають заготовку через пружно деформівне перехідне кільце 4. Кількість сегментів обирається з умови рівномірного розподілу зусилля затиску за сегментами та допустимої складності конструкції.

ПрЗ (рис. 2.19) [21] приводиться в дію відцентровими силами інерції. У вихідному положенні шпindel 13 та маховик 5 нерухомі, інерційна маса 7 розташовується в нижній половині його порожнини 6. Пружинами 42 інерційні вантажі 38 приведені до упора в корпус 43, а поршні 40 максимально приближені до осі пристрою підпружиненою кулькою 46, отвір 47 закрито. Конусним кінцем гвинта 49 прохідний переріз отвору 50 відрегульовано таким чином, щоб об'єм повітря з пневматичних циліндрів 41 витискався через вентиль 48 в період часу вистою шпинделя 13, що необхідний для виконання операцій із зупиненою заготовкою (наприклад вимірювання). Поводки 16 розташовані між роликами 31 та 32, не торкаючись їх ролики 31 та 32 пружинами 33 доведені до контакту між скосами 34 та 35 і зовнішньою обоймою 18 але не заклинені. При цьому, різьбова втулка 20 розміщена так, що її дно 21 знаходиться на упорі в правий торець паза 22, що управляється тягою (трубою

затиску) 24. ПрЗ знаходиться у стані коли заготовка розтиснута.

У початковий момент обертання шпинделя 13 маховик 5 зберігає нерухомий стан від дії власної інерції спокою та інерції спокою і ваги інерційної маси 7. Разом з шпинделем 13 передається обертання до оправки 12 та через паз 22 різьбової втулки 20. Остання за рахунок тертя у різьбовому з'єднанні прагне привести до обертального руху в підшипниках 10 гайку 9 з внутрішньою обоймою 17 обгінної муфти 8, яка при цьому заклинює ролики 31 між скосами 34 та зовнішньою обоймою 18, внаслідок чого гайка 9 скріплюється з маховиком 5 чим зберігає нерухомий стан.

Різьбова втулка 20 при напрямку нарізки витків вправо обертанням у нерухомій гайці 9 пересувається разом з тягою 24 справо наліво та припиняє переміщення в момент закріплення деталі (зустрічі 3Е з деталлю). В той же час через застопорене різьбове з'єднання втулки 20 з гайкою 9 та заклинені ролики 31 обгінної муфти 8, залучається до обертання маховик 5, у якому інерційна маса 7 від дії відцентрових сил рівномірно розподіляється по периметру порожнини 6. Разом з гайкою 9 залучаються до обертання важелі 26 та 27 з інерційними вантажами 38, які від дії відцентрових сил пересуваються від осі пристрою до його периферії. При цьому важелі 26 та 27 обертаються та через пальці 30 приводять до обертального руху паводкову вилку 14, поводками 16 якої здійснюється доведення вільних від заклинювання роликів 32 до упора утворюючи при цьому зазор між роликами 32 та скосами 35 внутрішньої обойми 17. Одночасно осі 37 залучають за собою штоки 39 з поршнями 40, при цьому пружини 42 стискаються, а в підпоршневих порожнинах 51 утворюється розрідження яке через зворотній клапан 45 в них втягується атмосферне повітря після чого зворотній клапан 45 закривається. В такому стані ПрЗ забезпечує вихідне зусилля, що необхідне для утримання деталі у затиснутому стані.

При зупинці шпинделя разом з них зупиняється обертання оправки 12, різьбової втулки 20, застопореної гайки 9, важелів 26 та 27, інерційних вантажів 38 та розміщених у корпусі 43 механізмів. Маховик продовжує обертання на підшипниках 10 за рахунок сил інерції чому не перешкоджають ролики 31, оскільки силою тертя зовнішньої обойми 18 залучають в напрямку стрілки «Г» та скочуються із скосів 34 нерухомої внутрішньої обойми 17, а ролики 32 не можуть бути залучені обоймою 18 в рух оскільки знаходять на зазорах Δ між ними та скосами 35 та утримуються поводками 16.

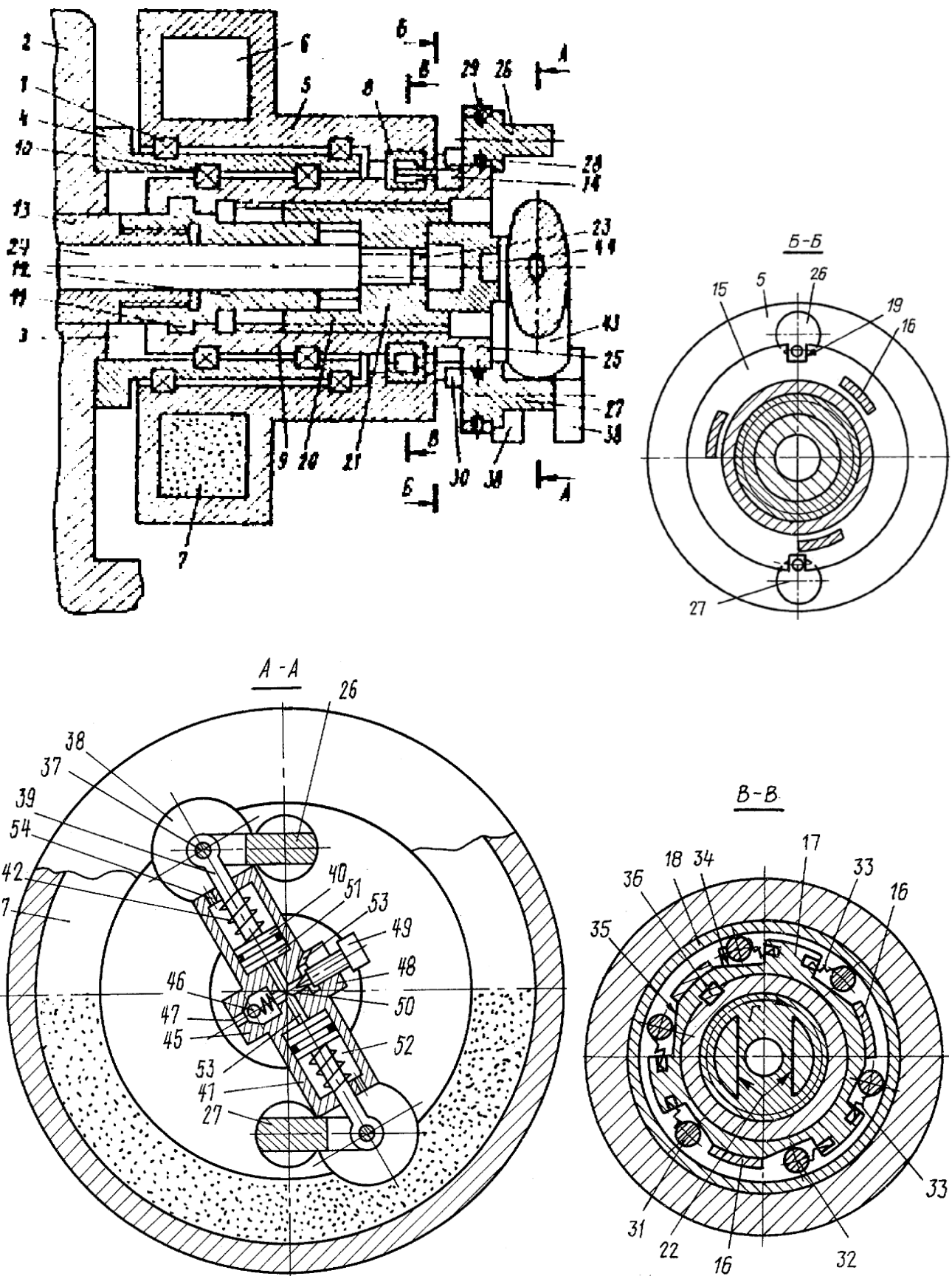


Рис. 2.19. Відцентровий ПрЗ з опозитно розташованими поршнями і вантажами за а.с.СРСР №1484461 [21]

Після зупинки шпинделя 13 та гайки 9 вантажі 38, штоки 39 та поршні 40 зусиллям пружин 42 переміщуються до осі пристрою, чому перешкоджає повітря, що витискається з порожнин 51 поршнями 40 в атмосферу через прохідне січення отвору 50 вентилі 48. Тому, вантажі 38 повертаються у вихідне положення із затримкою в часі, що є достатньою для проміжної зупинки шпинделя та виконання операції після якої знову шпиндель починає обертання і вантажі 38 повертаються знову в граничне крайнє положення. А в циліндри 41 затягується повітря з атмосфери. Після зупинки шпинделя 13 із затримкою у часі важелі 26 та 27 повертають поводок муфти 14 в напрямку стрілки «Г» та звільняють від утримання ролики 32, що заклинюються між зовнішньою обоймою 18 та маховиком 5, що обертаються разом зі скосами 35 внутрішньої обойми 17, що призводить до передачі обертального руху гайці 9. Обертанням гайки 9 при нерухомому шпинделі 13 різьбова втулка 20 разом з тягою 24 переміщається вправо у вихідне положення, що забезпечує розтиск. При цьому доведеною до упору різьбовою втулкою 20 стопориться обертання гайки 9, маховика 5, а інерційна маса 7 повертається у вихідне положення. Обертанням гайки 9 при розтиску деталі вантажі 38 знову розводяться, а важелі 26 та 27 обертають поводкову вилку 14 у напрямку протилежному до стрілки «Г», повідки 16 входять в контакт із заклиненими роликами 32, прагнучи зіштовхнути їх із скосів 35, що не відбувається через малість їх зусилля, що розраховане лише на стиск пружини 33 в статичному стані ПрЗ.

2.4. Приводи затиску з фрикційним замиканням

З метою підвищення надійності затиску (при втраті живлення), забезпечення стабільності сил затиску при відхиленні діаметра поверхні, що затискається, зменшення витрат енергії для підтримання напруженого стану ЗМ в його складі застосовуються ПрЗ з фрикційним замиканням силового контуру при кутах самогальмування, менших кута тертя. ЗМ (рис.2.20) [60] ЗМ містить у своєму складі цанговий ЗП, що складається з корпусу 1 і розташованої у ньому з можливістю осьового переміщення втулки 2 з внутрішнім конічним отвором 3 для розміщення цанги (на кресленні не показано). Торцева поверхня корпусу 1 закрита фланцем 4, що містить проєм 5 для проходження заготовки та має можливість силової взаємодії з корпусом 1.

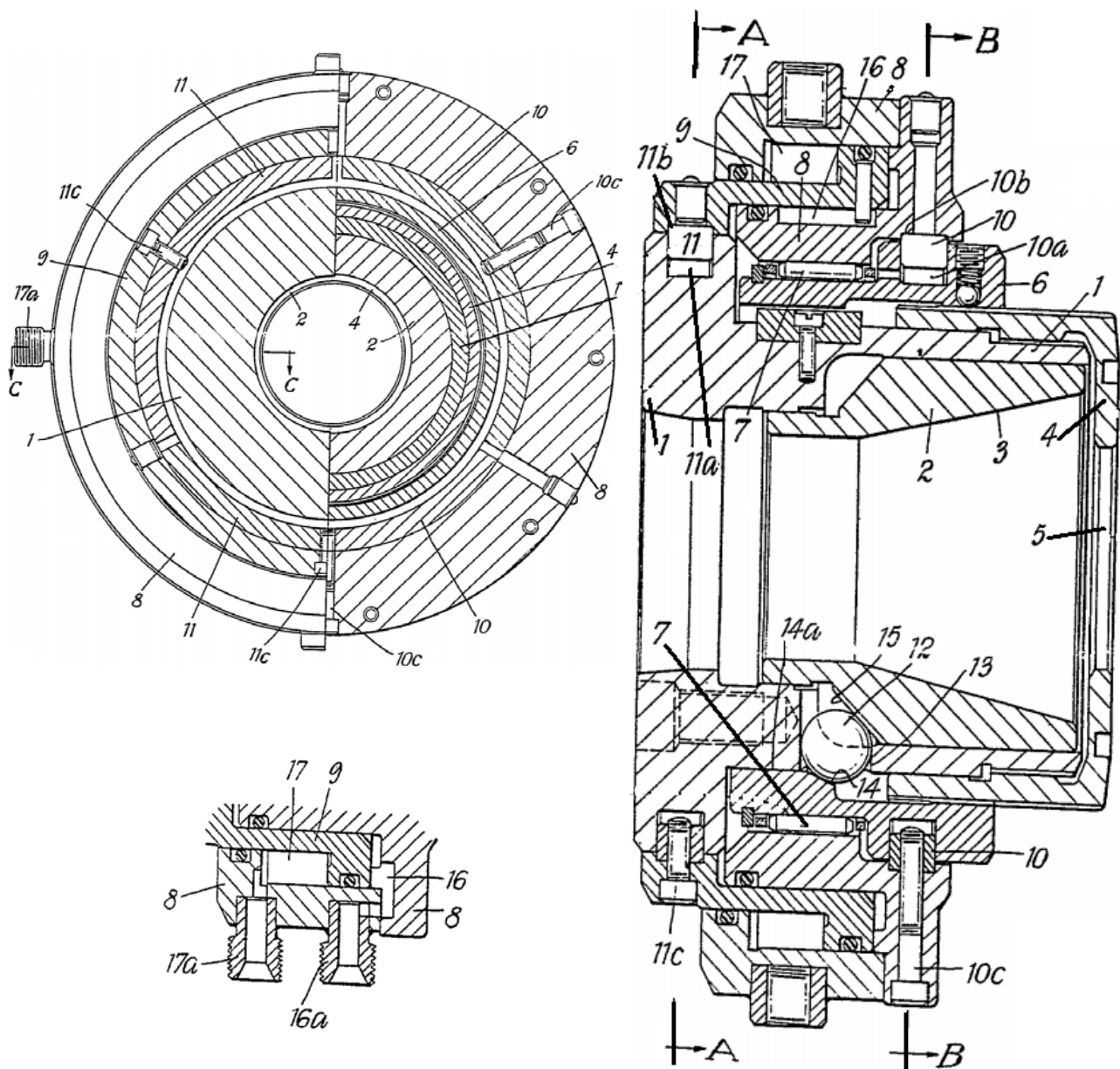


Рис. 2.20. ПрЗ з фрикційним замиканням за рахунок самогальмування
за а.с.СРСР №943494 [60]

Корпус 1, втулка 2, фланець 4 та стакан 6, що базується у роликовому підшипнику 7, разом складають обертову частину даного ЗМ. Підшипник 7 має можливість силової взаємодії також із складним циліндром 8, що охоплює трубчатого поршня 9. Циліндр 8 має можливість силової взаємодії з стаканом 6 через штовхач 10. При цьому штовхач 10 має можливість силової взаємодії з стаканом 6 через кільцеву канавку 10,а та циліндром 8 через кільцеву канавку 10,б. Поршень 9 має можливість силової взаємодії з корпусом 1 через штовхач 11, що має можливість силової взаємодії з корпусом 1 через кільцеву канавку 11,а та з поршнем 9 через кільцеву канавку 11,б. Кожен з штовхачів 10 та 11 утримується гвинтом 10,с та 11,с

відповідно. Штовхачі 10 та 11 дозволяють стакану 6 та корпусу 1 здійснювати обертальний рух відносно не обертових циліндра 8 та поршня 9. Таким чином, при подачі через канал 16,*a* робочої рідини в камеру 16 виникає відносний рух поршня 9 та циліндра 8, що спричиняє відносний осьовий рух корпуса 1 та стакана 6. Розклинюючі елементи у вигляді кульок 12 розташовані в отворах 13 корпуса 1. При осьовому переміщенні стакана 6 вправо відносно корпуса 1 відбувається взаємодія кульок 12 з фасонними поверхнями 14 та 14,*a*, що спричиняє радіальне переміщення кульок 12 у напрямку до осі обертання та їх взаємодію з фасонною поверхнею 15 втулки 2. В наслідок цього виникає осьовий рух втулки 2 вправо і втискання цанги (на рис не показано) в конусну поверхню 3 втулки 2. При цьому осьове переміщення цанги вправо обмежується торцевою поверхнею фланця 4. Фасонна поверхня 14 має велику конусність для забезпечення більш швидкого радіального переміщення кульок 12 на початковому етапі затиску. Поверхня 14,*a* має порівняно незначну конусність, що необхідно для заклинювання положення кульок 12 і утримання взаємного положення елементів ЗМ під час обробки деталі. Розклинювання даного механізму, а отже і розтиск заготовки, відбувається за рахунок осьового зусилля, що виникає на циліндрі 8 внаслідок тиску рідини, що подається через канал 17,*a* в камеру 17, і призводить до осьового переміщення циліндра 8 вліво.

ЗМ (рис. 2.21) [56] містить ПрЗ у якому джерелом механічної енергії є набір пневмоциліндрів а замикання силового контура відбувається за рахунок заклинювання кулькового ППМ. В кінчній поверхні 15 корпуса 14 розташовано з можливістю осьового переміщення комплект ЗЕ 18. ЗЕ 18 мають можливість силової взаємодії через виступи 24 фланця 23, що жорстко з'єднаний з стаканом 29 котрий базується на циліндричній поверхні 31 корпуса 14 і має можливість осьового переміщення. Стакан 29 містить отвори поверхні 63 та 59 яких мають можливість силової взаємодії з розклинюючими елементами у вигляді кульок 58. Кульки 58 також мають можливість взаємодії з фасонною поверхнею 62 корпуса 14 та фасонними поверхнями 57, 56 і 55 МЗ, що є частиною трубчатого поршня 38.

Для здійснення затиску стиснене повітря подається від крана 109 через систему каналів 101, 103, 105 до безштокової камери поршня 38, що спричиняє його рух вліво. Рух поршня 38 вліво

супроводжується послідовною взаємодією фасонних поверхонь 57, 56 та 55 із кулькою 58, що спричиняє її радіальне переміщення до осі обертання 3М та силову взаємодію з поверхнею 62. Це призводить також до осьового переміщення кульки 58 вліво та передачі осьового зусилля через поверхню 63 стакану 29 до фланця 23 і ЗЕ 18.

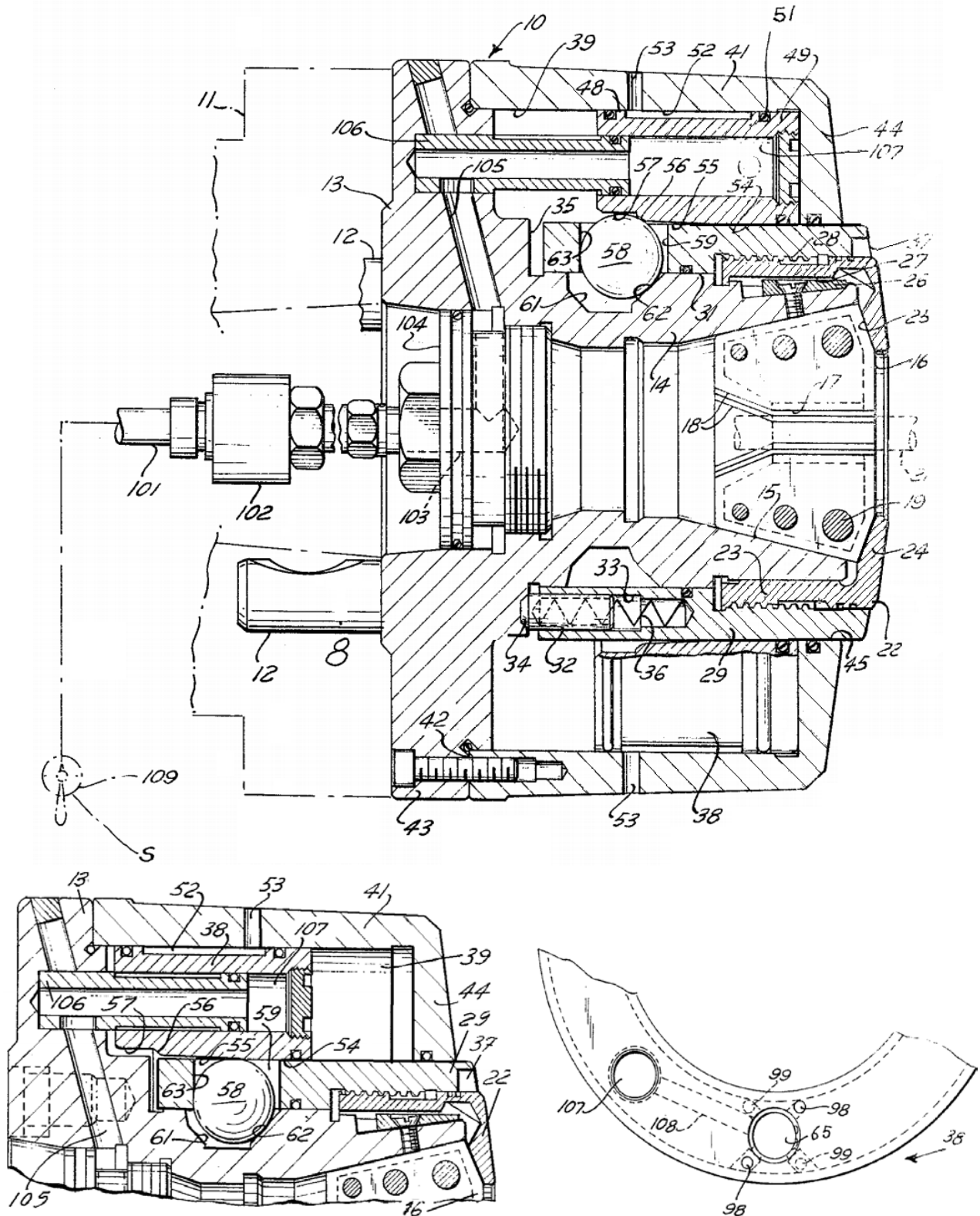


Рис. 2.21. ЗМ з фрикційним ПрЗ за пат. США №3521894 [56]

Взаємодія кульки 58 з найбільш пологою фасонною поверхнею 55 відбувається на кінцевому етапі затиску і характеризується найбільш повільним її переміщенням до осі обертання під дією найбільшого зусилля порівняно з процесом взаємодії кульки 58 з фасонними поверхнями 57 та 56. Це створює кращі умови для створення натягу в системі. При цьому відносно переміщення стакана 29 та корпусу 14 спричиняє стиснення пружини 36. Завершення затиску характеризується заклинюванням кулькового ППМ за рахунок сил тертя, що виникають в місці контакту поверхні кульки 58 та фасонної поверхні 55. Це дозволяє утримувати натяг системи ЗМ без підтримання тиску повітря в пневмоциліндрах.

Розтиск відбувається шляхом підведення стиснутого повітря до пневмоциліндрів внаслідок чого відбувається рух поршня 38 вправо та розклинювання ППМ ПрЗ. При цьому відбувається рух елементів ЗМ у протилежному напрямку порівняно з процесом затиску під дією сил пружності пружини 36.

У стані «заготовка розтиснута» в ПрЗ (рис. 2.22) [47] МЗ 6 знаходиться в крайньому верхньому положенні. У процесі затиску МЗ 6 рухається вниз та пересуває пов'язані з нею клинові повзуни 11 котрі своїми робочими поверхнями 17 пересувають кулачки 12, що взаємодіють з клиновими вкладишами 13 та пересувають своїми торцями проміжний елемент 7 та комплект пружин 8, який у свою чергу переміщає гайку 31 та трубу затиску 3. Зазор Δ між поверхнями ЗЕ та заготовки вибирається. При подальшому переміщенні вниз МЗ 6 відбувається зміщення втулки 28 відносно втулки 27 та між буртом 32 втулки 27 та торцем виточки втулки 28 утворюється зазор δ . Комплект пружин 8 додатково стискається і, коли поверхні 19 кулачків 12 зходять з поверхонь 17 та клинових повзунів 11 і виходять на пласку поверхню відбувається замикання сил на останніх. При цьому відбувається повномірний затис заготовки. При розтиску прутка МЗ 6 рухається вверху, пов'язані з нею клинові повзуни 11 переміщуються також вверху. Поверхні 19 кулачків 12, що притискаються комплектом пружин 8 сходять з пласкої поверхні клинових повзунів 11, втулка 28 переміщається вверху та вибирає зазор δ . При цьому втулка 28 впирається в бурт 32 втулки 27, зусилля комплекту пружин 8 замикається на останній, тобто знімається зусилля з труби затиску 3. При цьому штир 26 торкається поверхні 33 паза 24. При подальшому переміщенні МЗ 6 вверху штир 26 натискає на торець 33 паза 24 та зсуває вверху проміжний елемент 7, який тягне

за собою через гайку 31 трубу затиску 3. Це сприяє виштовхуванню цанги з охоплюючого її конуса та розтиску.

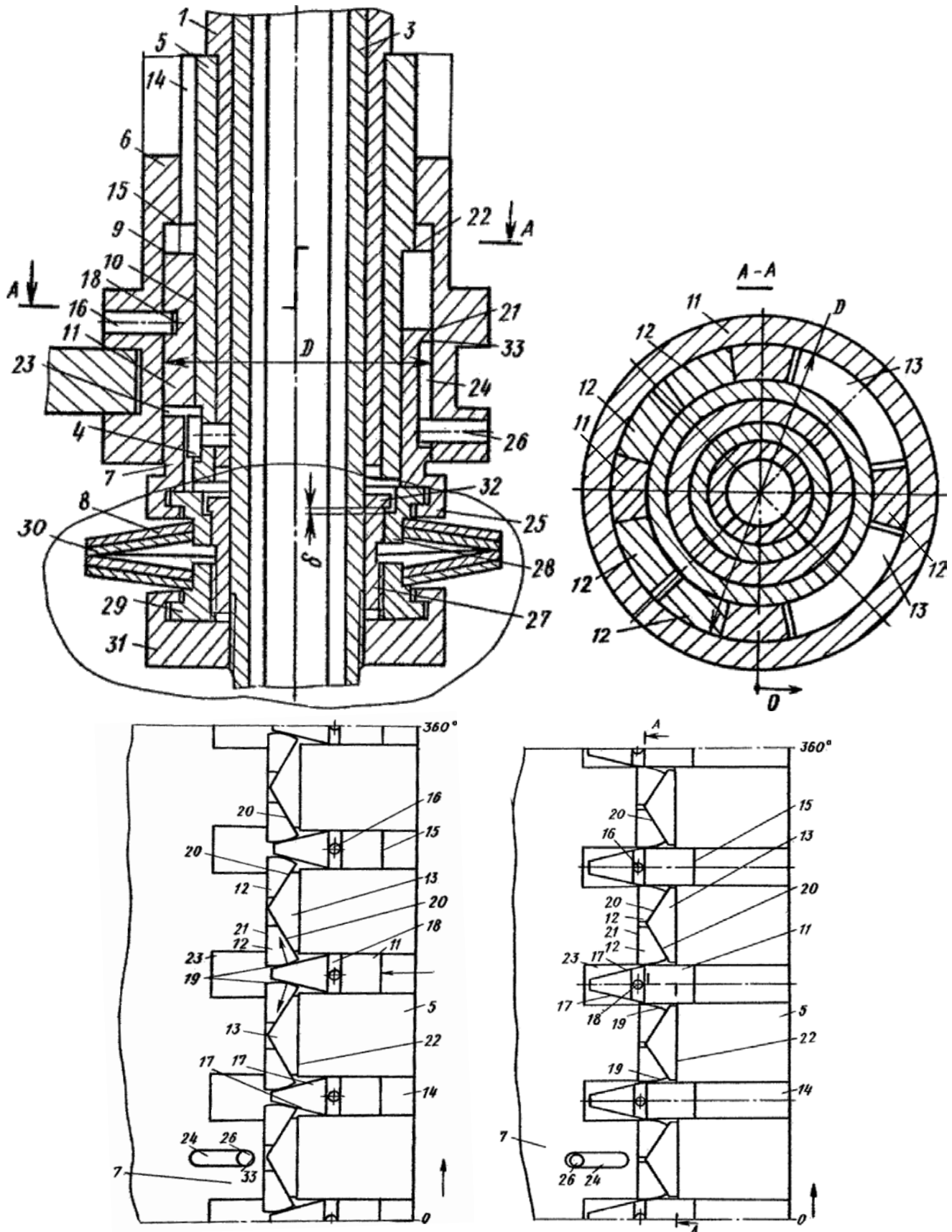


Рис. 2.22. Фрикційний ПрЗ за а.с. СРСР №1146135 [47]

2.5. Приводи затиску змінної структури

Підвищений ККД і зменшену величину ходу МЗ мають ПрЗ із змінною структурою, до яких належать самоналагоджувальні ПрЗ (СПрЗ). Спільною особливістю самоналагоджувальних ПрЗ є наявність кінематичного ланцюга вибірки зазорів між ЗЕ і заготовкою [3]. Саме тому ПрЗ такого типу називають самоналагоджувальними.

СПрЗ призначені для стабілізації осьової сили затиску при закріпленні некаліброваних і гарячекатаних прутків. Завдяки їхньому застосуванню підвищується точність і продуктивність обробки [3].

Найбільш поширеним в ланках самоналагодження є використання клинових механізмів, також існують конструкції де загальмовування відбувається за рахунок сил тертя торцевих поверхонь, що здійснюють відносний обертальний рух.

СПрЗ протягом циклу роботи змінюють свою структуру. Структура змінюється завдяки наявності ланок самонастроювання чи рухомого самогальмуючого упору (PCY), рухомі елементи якого при вибірці зазору між ЗЕ і заготовкою разом із ЗМ і трубою затиску роблять вільне переміщення, а при зустрічі ЗЕ із заготовкою рухливі елементи PCY зупиняються і фіксуються, у той час як ЗМ з іншими рухливими елементами продовжує переміщатися до повного замикання системи. При цьому додаткові елементи вибирають зазори в системі «ПрЗ – ЗП», забезпечуючи по додатковому кінематичному ланцюгу холосте переміщення рухливих елементів зазначеної системи, а по основній – її натяг створюючи необхідне постійне зусилля затиску [3]. СПрЗ можуть містити один або декілька рядів ланок самонастроювання.

СПрЗ є динамічною системою, особливість якої полягає:

- у безпосередній взаємодії з підсистемою «патрон – деталь», що у загальному випадку характеризується непостійними параметрами (маса і довжина заготовки, перемінні між циклами обробки й в одному циклі, параметри збурювань та ін.);
- у наявності пружної ланки (ПЛ), у тому числі з нелінійною характеристикою;
- у змінності структури динамічної системи в одному циклі роботи.

СПрЗ дозволяє стабілізувати силу затиску, а тому дозволяє вилучити з його складу пружну ланку, що компенсує розкид розмірів заготовок, що затискаються [3]. Багаторядні СПрЗ із ланками

самонастроювання поступальної й поворотної дії рекомендується [3] використовувати в сполученні із широкодіапазонними ЗП.

У СПрЗ (рис. 2.23) [39] на порожнистому шпинделі 1 рухомо вздовж його осі змонтована упорна втулка 2, на якій розташована МЗ 3, що має можливість переміщатися вздовж своєї осі на постійну величину. Муфта 3 при її переміщенні вправо взаємодіє з бочкоподібними роликами 4. Ролики 4 також мають можливість взаємодії з однієї сторони з конічним торцем упорної втулки 2, а з іншої – через втулку 5, що притягується пружинами 6 до втулки 2 пружної шайби 7 та сухаря 8, із трубою затиску 9, що розташована всередині шпинделя 1. На задньому кінці шпинделя змонтована обгінна муфта, що складається із жорстко закріплені на шпинделі кожух 10 з кулачковою шайбою 11 та дві концентричні втулки 12 та 13, що взаємодіють гвинтовими кулачками на своїх торцях з шайбою 11 та навантажені тангенціальними пружинами 14 та 15, що прагнуть надати втулкам кутове та осьове зміщення відносно шайби 11. В гніздах втулки 12 розташовані ролики 16, що навантажені пружинами 17 та призначені для заклинювання втулки 13 в кожусі 10. При переміщенні МЗ 3 вправо до моменту зустрічі ЗЕ із заготовкою втулки 12 та 13 під дією пружин 14 та 15 провертаються навколо своїх осей та під дією гвинтових кулачків переміщуються також вправо. Одночасно з цим вправо переміщуються також втулки 2 та 5, ролики 4, шайба 7, сухар 8 та труба затиску 9. При цьому відбувається вибірка зазорів в системі (в основному між ЗЕ та заготовкою). Після завершення процесу вибірки зазорів в ЗМ (зустріч ЗЕ із заготовкою) втулка 5 зупиняється а МЗ 3 при подальшому русі спричиняє переміщення вліво втулки 2 і 13, стиснення пружини 6, проворот втулки 13 навколо своєї осі та стиснення пружини 15. Як наслідок ролики 16 заклинюють втулку 13 в кожусі 10, що унеможливорює її подальше переміщення вздовж осі шпинделя. При подальшому русі МЗ 3 відбувається затиск заготовки і контакт між МЗ 3 та роликами 4 переходить на циліндричну поверхню, що призводить до замикання силового контура всього пристрою.

Величина зусилля затиску матеріалу регулюється гайками 18 та 19, положення яких визначає величину кута поворота втулки 13 до моменту заклинювання її роликами 16, і як наслідок, довжину ходу упорної втулки 2 вліво до її зупинки та положення роликів 4 відносно профіля МЗ 3, з якого починається створення натягу в системі. Зусилля затиску при певному положенні гайок 18 та 19 є постійним

та не залежить від величини діаметра поверхні заготовки, що затискається.

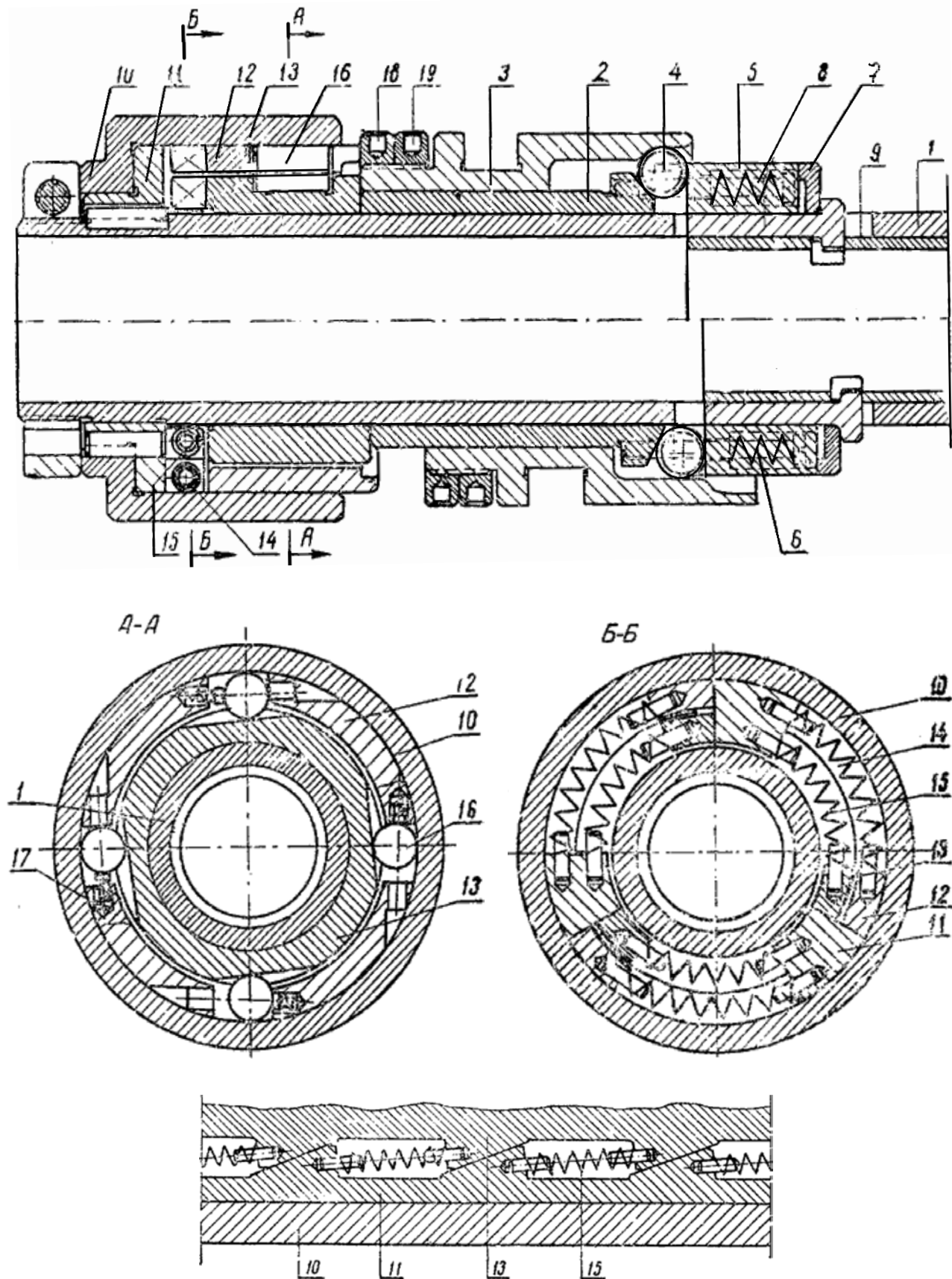


Рис. 2.23. ПрЗ змінної структуриза за а.с. СРСР №86720 [39]

При переміщенні затискної втулки 13 вліво спочатку звільняється від затиску заготовка, потім внаслідок дії на її правий торець МЗ 3 втулка 12 пересувається вліво та одночасно повертається навколо осі шпинделя і стискає пружини 14. Внаслідок цього ролики 16 розклинають втулку 13 та всі частини пристрою переміщуються в крайнє ліве вихідне положення.

У СПрЗ (рис. 2.24) [11] МЗ 4 у стані «заготовка розтиснута» знаходиться в крайньому правому положенні. У процесі затиску МЗ 4 переміщується справа наліво. Сухарі 17 переміщуються разом з МЗ 4 до моменту контакту конічних поверхонь сухарів з відповідними конічними поверхнями шпинделя 1 та упорної втулки 3, що призводить до виникнення зазору між поверхнями 22 та 24 МЗ та сухарів, при цьому останні починають переміщатися разом з упорною втулкою 3. Одночасно разом з МЗ 4 переміщуються важелі затиску 7, втулка 5, кільце 12, пружний елемент 8, втулка 9, кільце 13, гайка 15, труба затиску з цангою та упорна втулка 3 за рахунок того, що МЗ 4 своєю конічною поверхнею прагне повернути важелі затиску 7 навколо осей 6 та стиснути при цьому пружний елемент 8. Оскільки важелі змонтовані на рухомій втулці 5 і пружний елемент 8 попередньо стиснутий гайкою 10, то рухома втулка 5 переміщується справа наліво і зміщує перераховані елементи до моменту контакту ЗЕ із заготовкою. При цьому долаються сили тертя в контактах труби затиску 2, шпинделя 1 і з'єднаннях ЗП.

Попередній затиск відбувається через попередньо стиснутий пружний елемент 8, що розвиває велике зусилля, чим пояснюється надійна фіксація прутка перед початком прикладання зусилля основного затиску. Після завершення попереднього затиску (вибірки зазорів) труба затиску 2 зупиняється, що перешкоджає подальшому переміщенню гайки 15, кільця 13, проміжного кільця 12 та пружного елемента 8. МЗ 4 продовжує переміщатися, що спричиняє повертання важелів 7 та взаємодію їх коротких плечей 20 з упорною втулкою 3, котра заштопорена від зворотного переміщення сухарями 17. Це призводить до повної деформації пружного елемента 8, що забезпечує створення основного зусилля затиску яке через кільце 13 та гайку 15 передається на трубу затиску 2 та ЗП. При цьому зона контакту важелів 7 з МЗ 4 переміщується на циліндричну поверхню останньої, що забезпечує геометричне замикання силового контуру ЗМ, тобто, ЗМ блокується в стані «заготовка витиснута».

Розтик заготовки відбувається на ступним чином. МЗ 4

пересувається зліва направо чим вивільняє важелі затиску 7, котрі під дією пружного елемента 8 провертаються на осях 6. При цьому пружний елемент 8 замикається на рухомому втулку 5 та з труби затиску 2 зникає зусилля затиску.

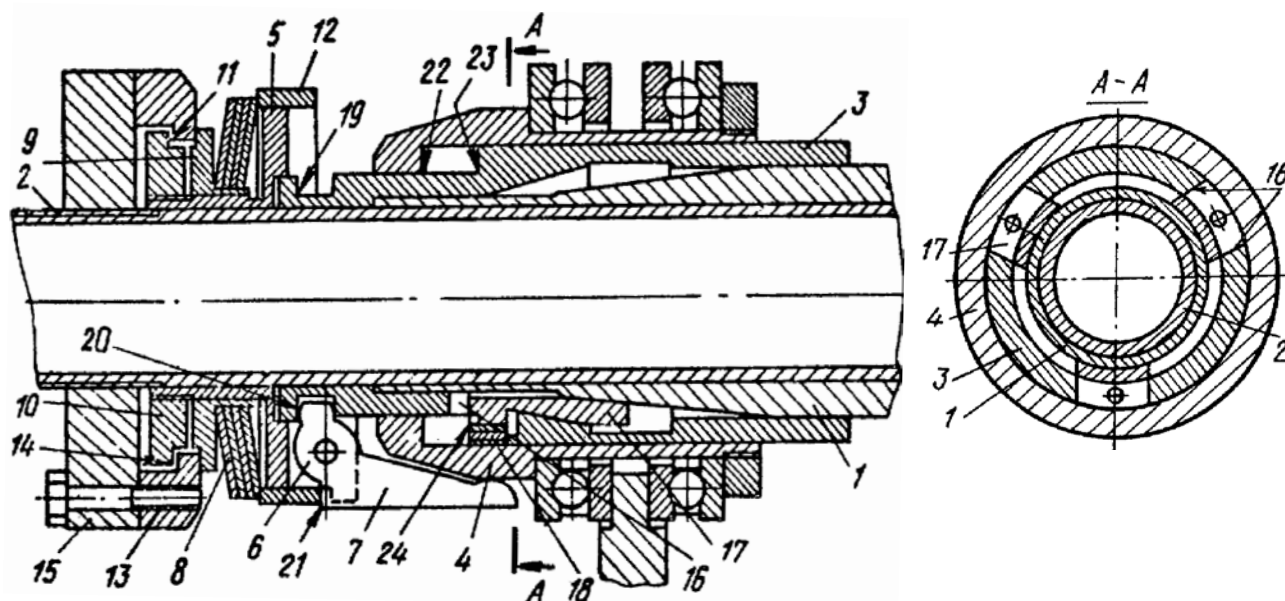


Рис. 2.24. ПрЗ змінної структури за а.с. СРСР №1222422 [11]

При подальшому переміщенні МЗ 4 вибирає зазор між поверхнями 22 та 24 та сухарями 17 після чого останні переміщуються разом з МЗ 4. Конічні поверхні сухарів 17 виходять з контакту з відповідними конічними поверхнями шпинделя 1 та упорної втулки 3, що забезпечує можливість її переміщення. Подальше переміщення МЗ 4 вибирає зазор між поверхнями 22 та 23 і упорною втулкою 3, внаслідок чого остання починає переміщення разом з МЗ 4. Затискні важелі 7 зачеплені з пружною втулкою через виступи 20, тому важелі прагнуть розвернутися на осях 6, але не можуть зробити це, оскільки опираються виступами 21 у попередньо стиснутий пружний елемент 8. Тому важелі затиску 7 разом з рухомою втулкою 5 пересуваються зліва направо разом з упорною втулкою 3. При цьому вибирається зазор між торцевими поверхнями бурта 11 та бурта 14 гайки 10, що накручена на рухомому втулку 5, і кільця 13, що закріплене через гайку 15 на трубі затиску 2. При цьому труба затиску 2 починає пересуватися разом з МЗ 4 зліва направо. ЗМ досягає стану «заготовка розтиснута».

СПрЗ (рис. 2.25) [48] містить роликову фрикційну муфту осьової дії, що складається із зовнішнього стакана 6, що містить внутрішню кільцеву розточку у якій по колу розташовані призматичні фрикційні пластини 7, котрі чередуються з роликами 3. Між двома буртами

стакана 6 знаходяться плоскі пружини 8 та два клинові сухарі 9, що розташовані в діаметральній площині муфти. Стакан 6 може пересуватися по роликах 3, причому пластинки 7, що зв'язані з стаканом 6, проковзують відносно роликів 3, що зв'язати із нерухомою гільзою 1. Пружини забезпечують тертя у фрикційному пакеті та утримують стакан 6 з деякою силою в осьовому напрямку. При дії на кулачки 4, які не мають безпосереднього контакту з стаканом 6, а діють на сухарі 9, фрикційна роликів муфта жорстко фіксується в осьовому напрямку.

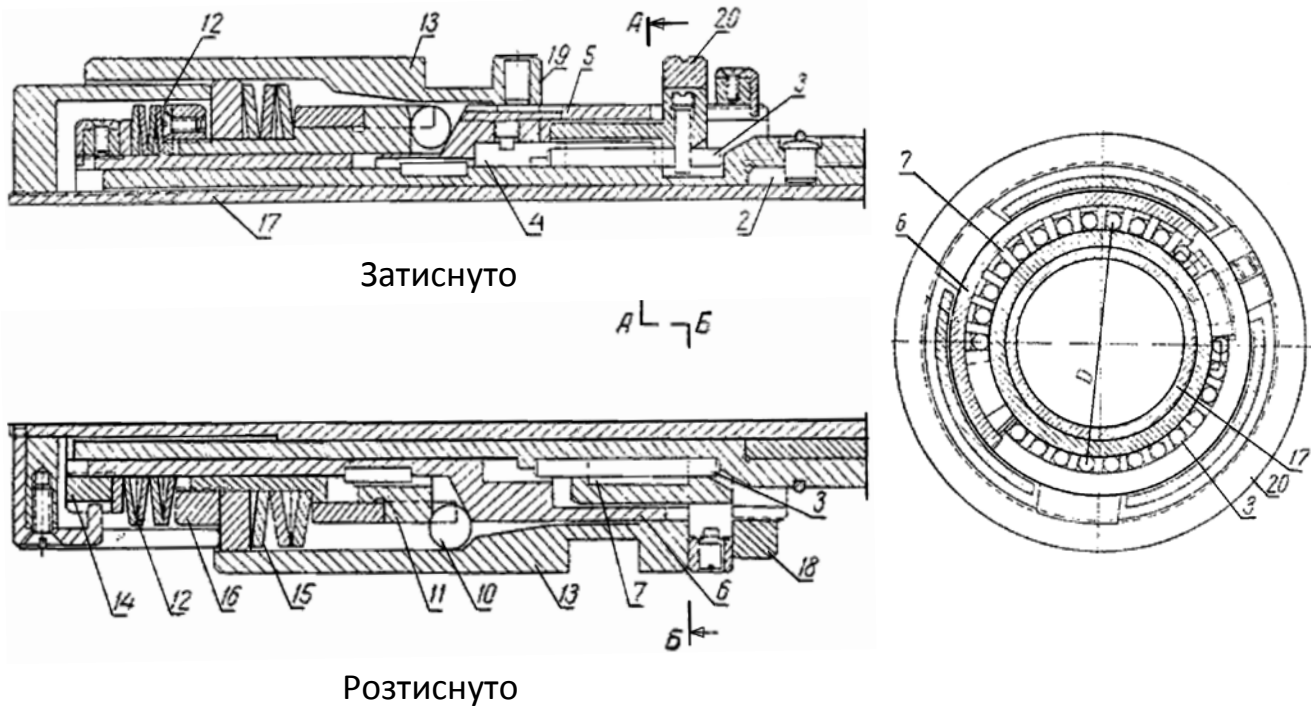


Рис. 2.25. ПрЗ змінної структури за а.с. СРСР №121005 [48]

Упорна втулка 5 кулькової клинної муфти має можливість пересуватися по гільзі 1. Ролики 10 втулки 11, що знаходиться під дією пружини 12, притискаються до внутрішньої поверхні також рухомої клинної упорної втулки 13 кулькової муфти. Зусилля пружини 12, що регулюється гайкою 14, є достатнім для подолання сил тертя у момент вибору зазору $3E$ та деталю. Затискаюча пружина 15 попередньо стиснута до мінімального робочого зусилля гайкою 16 та в процесі роботи подальшому ругулюванню шляхом обертання гайки 16 не піддається.

У початковому положенні фрикціон розвантажений і ролики 10 затиснуті між конічними поверхнями деталей 5, 13, 11. При переміщенні втулки 13 вліво рухаються, як одне ціле, деталі 5, 11, 15 та труба затиску 17. Такий рух можливий внаслідок розпірної дії

пружини 12. Гайка 18, що нагвинчена на упорну втулку 5, торцем штовхає стакан 6 фрикційної роликової муфти осьової дії.

Пластинки 7 проковзують відносно роликів 3. У момент контакту 3Е із заготовкою хід труби затиску припиняється, ролики 10 починають втоплюватися. Втулка 5 та кулачки 4 відходять вправо, пружина 12 стискається, а у фрикційному пакеті стискаються пружини 8. В кінці ходу відбувається заклинювання фрикціона та забезпечується жорсткий упор для втулки 5. У момент заклинювання фрикціона ролики 10 знаходяться на початку похилого участку профіля МЗ 13. При подальшому русі МЗ 13 відбувається деформація основної пружини 15 та додаткова деформація пружини 12, тобто відбувається остаточний затиск заготовки.

У процесі розтиску заготовки МЗ 13 рухається вправо, ролики 10 скочуються в сторону найбільшого діаметра цієї деталі, у пружинах 15 та 12 зменшується напруження деформації, борт 19 деталі 13 натискає на торець гайки 20, що накручений на стакан 6. У цей момент часу сила, що стискає фрикційний пакет, вже відсутня. Тому при подальшому русі деталі 13 вправо стакан 6 відходить вправо, і всі деталі 3М займають вихідне положення. Загальний хід деталі 13 складає 50мм. З них на 10мм ходу МЗ 13 пересувається з трубою затиску 17, а впродовж інших 40 мм відбувається збільшення натягу в 3М. Спільний рух МЗ 13 з трубою затиску 17 (процес вибірки зазорів) визначає діапазон діаметрів поверхонь, що затискаються.

Перспективним є впровадження короткоходових гідромеханічних (ГМП) ПрЗ з ланками самонастроювання. Зазначені ПрЗ у поєднанні з цанговими чи кулачковими широкодіапазонними ЗП сприяють підвищенню надійності затиску і знижують витрату електроенергії та втрати робочої рідини через витоки.

СПрЗ (рис. 2.26) [16] працює наступним чином. Під час розтиску робоча рідина під тиском P_p подається у ліву порожнину гідроциліндра 1 і поршень 2 переміщається вправо, при цьому стискається пружина 5. Поршень 3 у цей час нерухомий, оскільки його контакт з вкладишами 14 здійснюється по поверхні 19. При деформації макета 5 на величину $0,6-0,7f_z$ (де f_z – висота конуса пружини в недеформованому стані) скоси 8 плунжерів 6, що переміщаються виступами на втулці 4, входять в контакт на з роликами 15 та пересувають вкладиші радіально від осі гідроциліндра 1. В цей час захвати 10 вже вийшли в порожнину втулки 4 та при

деформації пакета 5 пружин на величину $0,8f_3$ борт 11 фіксує захвати 10. При подальшому переміщенні поршня 2 вкладиші 14 зіскакують з прямолінійних участків 19, різко зміщуються до периферії втулки 12 за рахунок скоса на правому торці поршня 3. Фіксатори 16 входять у отвори штовхачів 17. Завдяки цьому поршні 2 та 3 одночасно різко переміщуються вправо та стискають пакет 18 тарільчатих пружин.

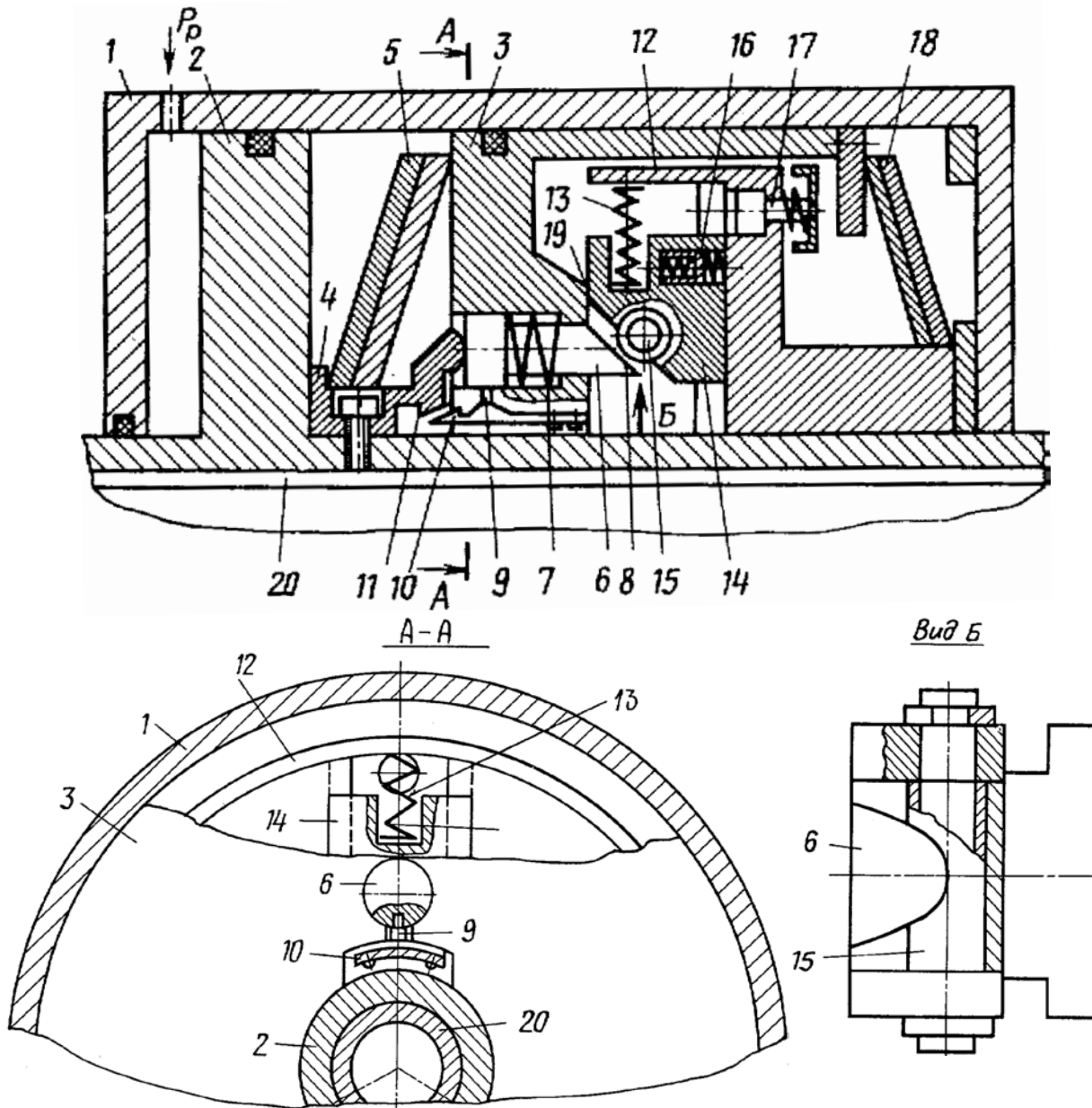


Рис. 2.26. Гідромеханічний СПРЗ за а.с. СРСР №1284706 [16]

При затиску заготовки напірна магістраль з'єднується із зливом. Під дією сил пружності пакета пружин 18 поршень 3 разом з поршнем 2 переміщуються вліво, при цьому здійснюється вибірка зазорів в кінематичному ланцюзі: основний поршень – заготовка. Диск на правому торці поршня 3 втоплює штовхачі 17 та при

утворенні зазору між торцями поршня 3 та втулки 12, що перевищує ширину вкладишів 14, штовхачі 17 виштовхують фіксатори 16. Вкладиші 14 під дією сил пружності пружин 13 різко зводяться до осі гідроциліндра 1, а ролики 15 зміщують плунжери 6 вліво. Пальці 9 наїжджають на скоси пружних захватів 10, втоплюють їх та розмикають контакти захватів з втулкою 4. Поршень 3 зупиняється (між ним та втулкою 12 вже знаходяться вкладиші 14), а поршень 2 під дією деформованого при розтиску пакета 5 пружин переміщується вліво, при цьому відбувається натяг пружної системи механізму, тобто остаточний затиск заготовки.

СПрЗ (рис. 2.27) [49] працює наступним чином. При розтиску робоча рідина під тиском подається в ліву порожнину гідроциліндра 1. Основний поршень 2 пересувається вправо, стискає пакет тарільчатих пружин 9. Одночасно під дією тиску робочої рідини плунжер 3 з клиновими сегментами 7 пересувається вправо стискаючи пружини 4. Додатковий поршень 10 в даний момент нерухомий, оскільки зовнішні скоси фіксаторів 11 втоплені в канавки 14 гідроциліндра 1, поршень 10 заклинений відносно гідроциліндра 1 з допомогою кульок 13. При деформації пакета пружин 9 на величину 0,7 – 0,8 висоти пакета в недеформованому стані клинові участки сегментів 7 входять в контакт з скосами фіксаторів 11 та при подальшому переміщенні поршня 2 виштовхуються їх з канавок 14. Одночасно з цим клинові сегменти 7 витискають кульки 13 та розклинають додатковий поршень 10 відносно гідроциліндра 1. В цей же час канавка 15 на штоці 8 встановлюється проти внутрішніх скосів фіксаторів 11, котрі входять в неї. Переміщення поршня 2 на даному етапі розтиску характеризується зняттям натягу пружної системи механізму. Додатковий поршень 10 стає заклинений з штоком 8 та здійснює переміщення вліво разом з ним. При подальшому переміщенні поршня 2 вправо правий торець додаткового поршня 10 стискає пакет пружин 17, кулачки 19 під дією важелів 18 розходяться радіально та звільняють заготовку. Після встановлення заготовки 20 розподільчий золотник (на рис. не показано) перемикає потік робочої рідини від насоса на злив. Під дією пакета пружин 17 додатковий поршень 10 разом із штоком 8 та поршнем 2 переміщається вліво чим здійснює вибірку зазорів між ЗЕ 19 та поверхнею, що затискається 20. Залежно від розміру поверхні, що затискається 20, зупинка додаткового поршня 10 може відбутися проти будь-якої канавки 14 на гідроциліндрі 1.

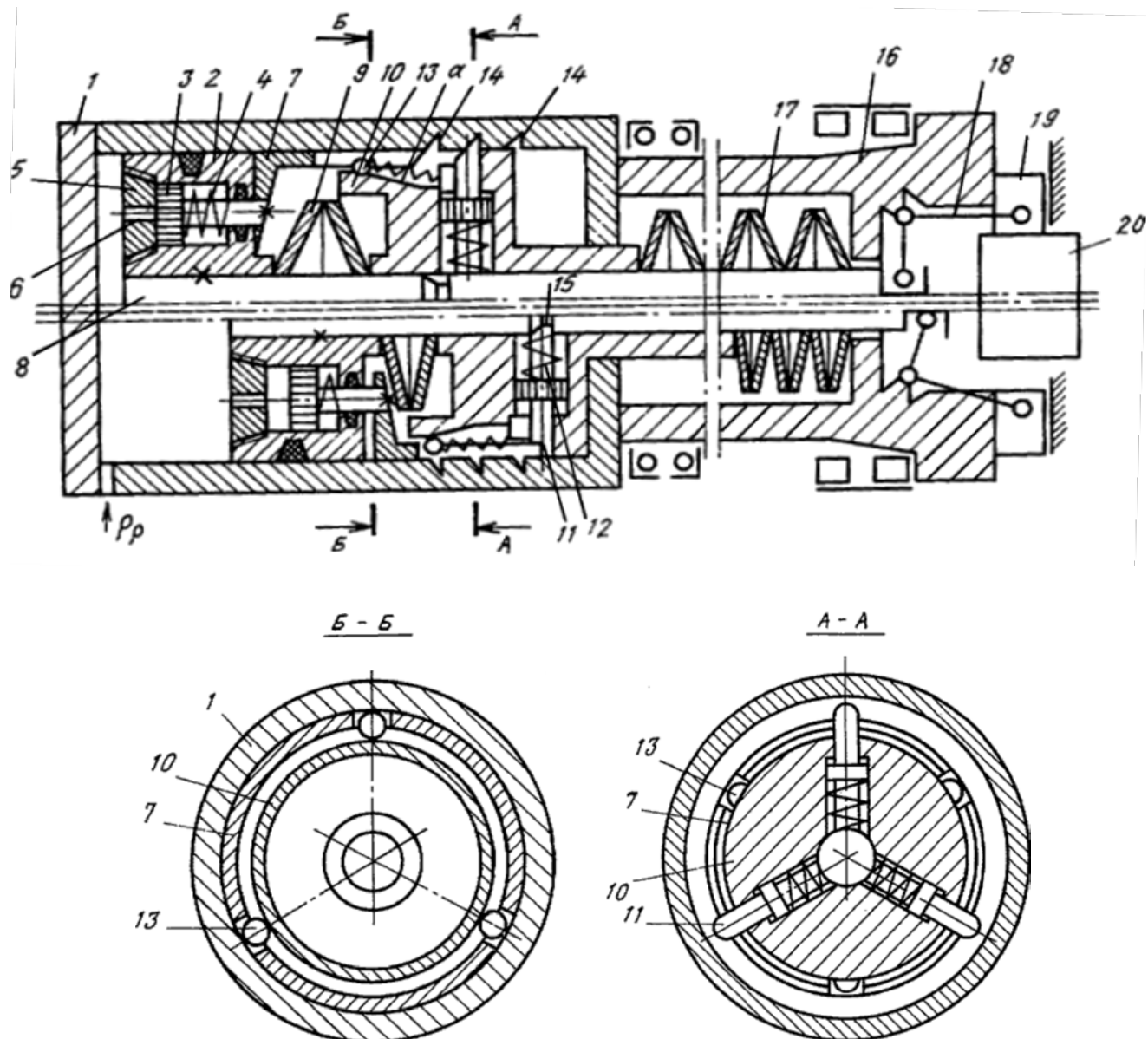
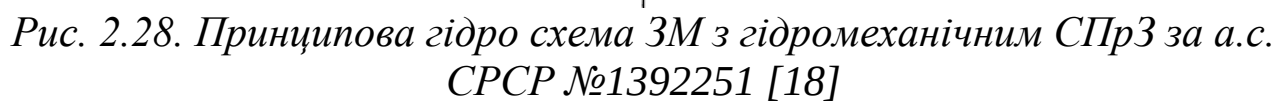


Рис. 2.27. Гідравлічний СПЗ за а.с. СРСР №1282964 [49]

При подальшому падінні тиску робочої рідини пружини 4 виштовхують плунжери 3, що переміщують клинові сегменти 7 вліво. Клинові сегменти 7 звільняють зовнішні скоси фіксаторів 11, які під дією пружин 12 входять в одну з канавок 14, а підпружинені кульки 13 пересуваються вліво. Відбувається одночасне заклинювання поршня 10 в гідроциліндрі 1 з допомогою кульок 13 та фіксації поршня 10 скосами фіксаторів 11. При цьому внутрішні скоси фіксаторів 11 виходять з канавки 15 та під дією пакета пружин 9 поршень 2 пересувається вліво і здійснює завершальну стадію затиску та створення натягу.

СПЗ (рис. 2.28) [18] працює наступним чином. Робоча рідина під тиском від джерела живлення через гідророзподільник 16 та магістраль 17 подається в ліву порожнину гідроциліндра 1, а через



дросель 19 – в керуючу порожнину зворотного керуючого клапана 20. Основний поршень 2 разом з трубою затиску 7 та цангою 8 переміщається вправо і стискає пакет пружин 5 чим знімає натяг пружної системи пристрою. Втулка 4, фрикційний елемент 6 та додатковий поршень 3 при цьому нерухомі, оскільки робоча рідина в правій порожнині гідроциліндра 1 закрита клапаном 20, відкриття якого здійснюється із затримкою через дію дроселя 19. Пружини 6 максимально деформовані та утримують втулку 4 нерухомо відносно гідроциліндра. У момент, коли кільце 11 стане проти канавки 14, поршні 12 під тиском робочої рідини витискають його в канавку, чим фіксують положення поршня 2 відносно втулки 4. Після відкриття клапана 20 робоча рідина з правої порожнини гідроциліндра через клапан 20, гідророзподільник 16 та дросель 22 зливається в бак. Поршень 3 переміщається вправо, пакет пружин 6 розтискається і заклинює втулку 4. Таким чином, вся система, що складається поршень 2, втулку 4 та поршень 3, пересувається вправо та створює зазор між 3Е цанги 8 та поверхнею, що затискається. Штовхачі 15 при розклинюванні пакета 6 також переміщаються вправо. Після перемикавання золотника 16 робоча рідина підводиться до зворотного керованого клапана 20 через трубопровод 18 та зворотній клапан 21, що пропускає робочу рідину в керуючу порожнину клапана 20. Поршень клапана 20 зміщується вправо чим забезпечує пропускання основного потоку в праву порожнину гідроциліндра 1. Поршень 2 та поршень 3 разом з трубою затиску 7 та цангою 8 пересуваються вліво і здійснюють попередній затиск. Пакет пружин 5 залишається деформованим внаслідок підпору робочою рідиною, що створюється за участю дроселя 22, а також кільця 11, що фіксує поршень 2 відносно втулки 4. Після зупинки поршня 2 поршень 3 під дією тиску рідини пересувається вліво, стискає пакет пружин 6, які фіксують втулку 4 відносно гідроциліндра 1. Одночасно одна з пружин пакета 6 пересуває штовхачі 15 вліво, які в свою чергу своїми скосами витискають кільце 11 з канавки 14. Оскільки кільце заклинене, у розведеному стані воно розходить від осі пристрою та витискає поршні 12 вліво завдяки тому, що тиск рідини в лівій порожнині гідроциліндра в даний момент незначний.

Переміщення кільця 11 від осі пристрою викликає розфіксацію поршня відносно втулки 4 та під дією пакета пружин 5 поршень 2, а разом з ним труба затиску 7 та цанга 8 переміщаються вліво за рахунок чого відбувається остаточний затиск заготовки. Після цього

реле тиску 23 подає команду на перемикання гідророзподільника 16 в нейтральне положення, при якому джерело живлення з'єднується із зливом, тобто переходить у режим холостого ходу.

Прз змінної структури (рис. 2.29) [51] сприяє стабілізації зусилля затиску некаліброваних заготовок і працює наступним чином. При переміщенні МЗ 3 з правого крайнього положення (що відповідає стану коли заготовка затиснута) вліво відбувається вибірка зазору між робочою пeverхнею довгого плеча важеля 6 та фасонною поверхнею МЗ 3, що зумовлює появу зазору між стаканом 22 та фіксуючими клинами 15, який необхідний для виходу останніх при русі вліво механізму фіксації. При подальшому переміщенні МЗ 3 вліво, до моменту зустрічі ЗЕ з поверхнею заготовки, одночасно переміщаються також деталі 5 -10, взаємне положення яких не змінюється, оскільки сили протидії, що виникають при русі труби затиску 9, менші сил з якими упорна втулка 5 та кільце 10 попередньо стягнуті між собою пружинами 11. Упорна втулка 5, що переміщається поступально штовхає через кільце 18 обойму 12 з вкладишами 13, а під дією пружини 14 переміщаються фіксуючі клини 15. Оскільки, вкладиші 13 та фіксуючі клини 15 спрягаються з корпусом 1 по гвинтових поверхнях з різними кутами підйому, то при осьовому переміщенні вліво фіксуючі клини 15 в осьовому напрямку пересуваються на дещо більшу величину, ніж обойма 12 з вкладишами 13, оскільки притискаються до останніх пружинами 14 по гвинтових поверхнях. Цим пояснюється необхідність вище згаданого зазору між робочою поверхнею на довгому плечі важеля 6 та фасонною поверхнею МЗ 3.

Таким чином, до зустрічі ЗЕ із загоовкою ПрЗ має вихідну структуру, при якій взаємне моложення між деталями 5-10 при ході ЗМ 3 не змінюється, а механізм фіксації вільно пересувається вліво разом з упорною втулкою 5 та МЗ 3. У момент зустрічі ЗЕ із заготовкою труба затиску 9 та упорна втулка 5 зупиняються, а МЗ 3 продовжує переміщення вліво і взаємодіє своєю фасонною поверхнею на важелі 6, що призводить до провертання останніх навколо осей закріплених на втулці 5. При цьому важелі 6 відштовхуючись від нерухомих штовхачів 7 пересувають упорну втулку 5 вправо (долаючи натяг пружин 11) яка через стакан 17 переміщує вправо обойму 12 з вкладишами 13. Це приводить до заклинювання механізму фіксації, внаслідок чого упорна втулка 5 зупиняється, при переході спряження МЗ 3 з важелями 6 з фасонної

поверхні (що складається з двох участків: крутого – для вибірки зазорів і пологого – для затиску) на циліндричну відбувається замикання механізму. Завдяки пружності деталей механізму, і зокрема важелів 6 забезпечується натяг у системі і надійний затиск заготовки.

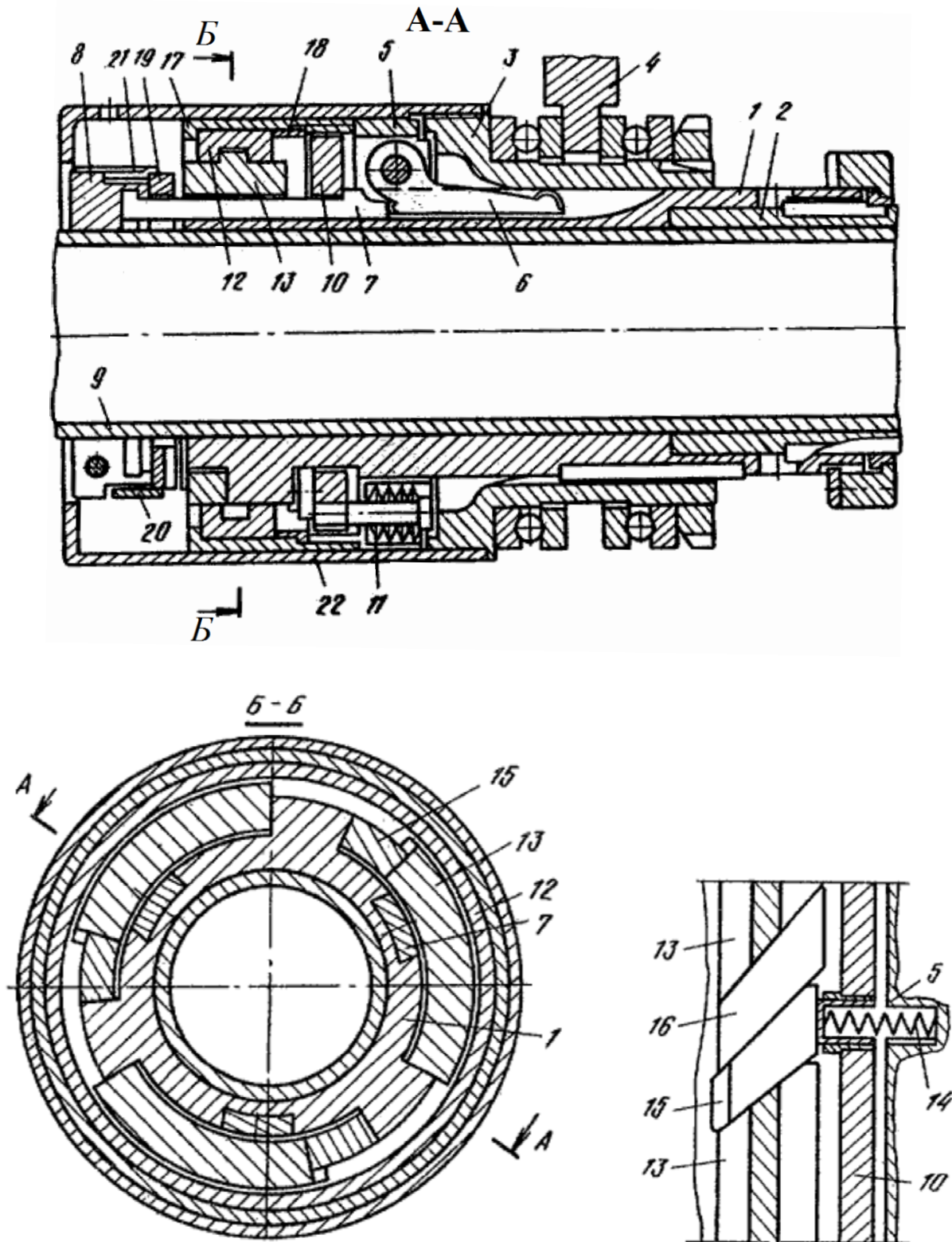


Рис. 2.29. ПрЗ змінної структури за а.с. СРСР №994123 [51]

Після зустрічі 3Е із заготовкою структура пристрою змінюється так, що при переміщенні МЗ 3 вліво спочатку упорна втулка 5 переміщується вправо, що спричиняє заклинювання механізму фіксації її положення, а далі відбувається натяг всієї системи та власне затиск заготовки з необхідною силою. Сила затиску регулюється гайкою 20, яка змінюючи взаємне положення гайки 8 з штовхачами 7 та упорної втулки 5 змінює також положення точки контакту важелів 6 з фасонним профілем МЗ 3, починаючи з якого відбувається натяг всього механізму (під час регулювання сили затиску виступи кільця 19 взаємодіють з лівими торцями вкладишів 13). За словами автора патента сила затиску при певному положенні гайки 20 є практично постійною і не залежить від величини відхилення розмірів заготовок.

При переміщенні МЗ 3 вправо з положення, що відповідає стану коли заготовка затиснута, спочатку під дією пружин 11 на кільце 10 через штовхачі 7, гайку 8 і трубу затиску 9, відбувається розтиск заготовки, а потім стакан 22, штовхаючи фіксуючі клини 15, розклинде механізм фіксації. При подальшому русі МЗ 3 стакан 22 також штовхає стакан 17 та переміщає його разом з упорно втулкою 5 та обоймою 12 з вкладишами 13 в крайнє праве (вихідне) положення. Довжина ходу МЗ 3 з вихідного положення влі до моменту зустрічі 3Е із заготовкою є змінною та залежить від величини відхилення розміру заготовок від номінального. Довжина ходу МЗ 3, що необхідна безпосередньо для затиску, є постійною, а постійність загальної довжини ходу МЗ 3 досягається за рахунок того, що довжина частини ходу, що залишився (величина пробігу) є змінною.

В ПрЗ (рис. 2.30) [40] на лівому кінці шпинделя 1 жорстко з'єднано корпус 2, на якому на шпонці 3 посаджена МЗ 4 з можливістю осьового переміщення. В середині корпусу 2 розташована втулка 5 жорстко з'єднана із трубою затиску 6, що містить на своєму лівому кінці упорне для втулки 5 кільце 7 та прижимну гайку 8. На втулці 5 розташоване кільце 9 з можливістю обертання та містить два радіально спрямовані виступи, що відльно проходять через відповідні вікна в корпусі 2 та проходять у гвинтові канавки на внутрішній поверхні МЗ 4. Права торцева сторона поворотного кільця 9 оснащена кулачками, що взаємодіють з кулачками рухомого лише в осьовому напрямку кільця 10 котре навантажене пружним кільцем 11 та взаємодіє з торцевими кулачками нерухомої втулки 12, що закріплена на корпусі 2. Під дією пружного кільця 1, кільця 10 та 9

притискаються через кільце 13, котре посаджене на шліці втулки 5, та пружну шайбу 14 до пружної гайки 15 котра нагвинчена на кінець втулки 5. Під час вибору зазора між ЗЕ та деталлю всі деталі, що змонтовані на втулці 5, при переміщенні МЗ 4 вліво повертаються разом з втулкою та через взаємодію гвинтових виступів на правому торці кільця 10 з відповідними виступами нерухомої втулки 12, разом з втулкою переміщуються вліво та переміщують трубу затиску 6. Після зустрічі ЗЕ із заготовкою кільце 10 зупиняється. При подальшому русі вліво МЗ 4 кільце 9 продовжує провертатися і під дією кулачків на правому торці продовжує переміщатися вліво і через пружну шайбу 14 передає зусилля на трубу затиску 6.

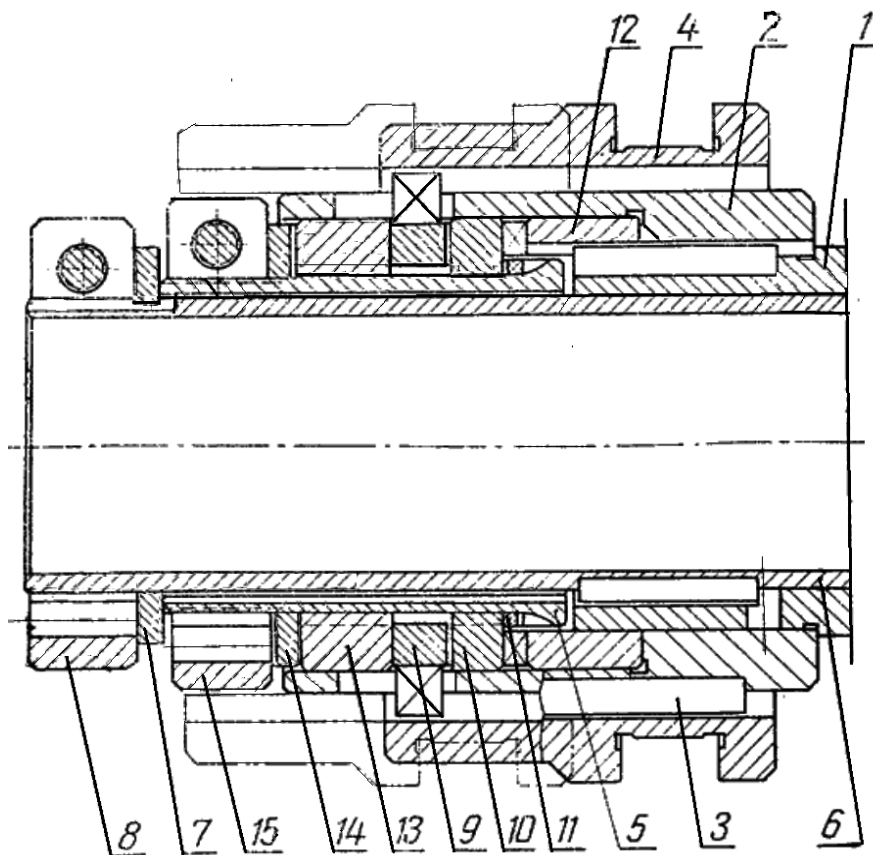
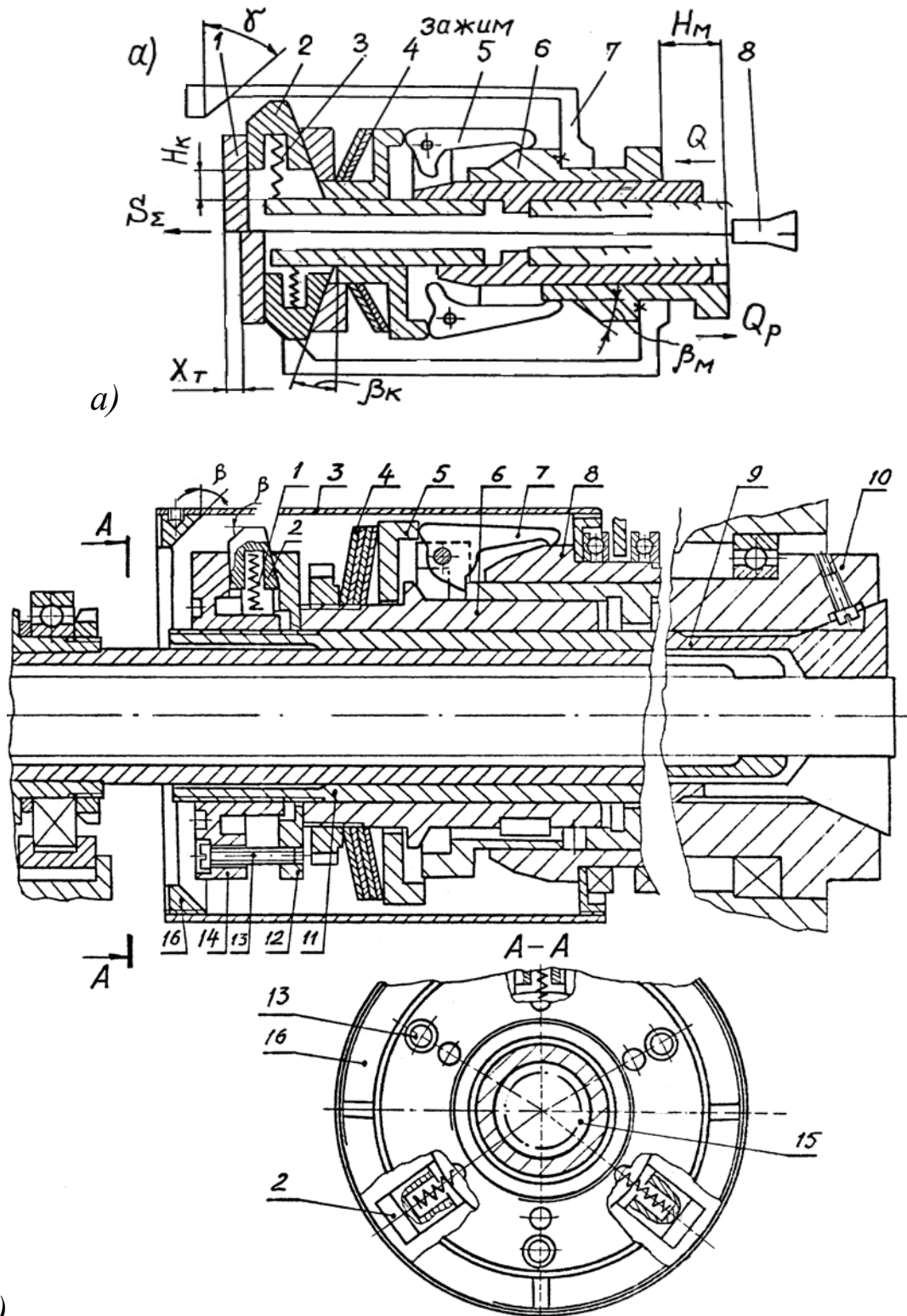


Рис. 2.30. ПрЗ змінної структури за а.с. СРСР №86721 [40]

В момент завершення ходу МЗ 4 ПрЗ, завдяки загальмовуванню кулачкової системи, замикається. При зворотньому ході МЗ 4 відбувається розтиск. Регулювання зусилля затиску досягається підбором відповідної пружності шайби 14 і регулюванням величини її попереднього натягу з допомогою гайки 15.

На рис. 2.31, а приведена конструктивна схема однорядного СПрЗ (а.с. СРСР № 917924 [44]), яка знайшла застосування в ряді конструкцій СПрЗ, що містять ланку смоналагодження у вигляді

підпружинених розклинюючих елементів (клинів). Дана схема СПрЗ відображає конструкцію, що складається з регулювальної гайки 1, клина 2, підпружиненого пружиною 3, пружної ланки 4, важеля 5, муфти 6, стакана 7 і затискної цанги 8 (затискна труба не показана).



б)
 Рис. 2.31. Однорядний СПрЗ з геометричним замиканням багатошпиндельного токарного автомата (БТА): а) – принципова схема; б) – конструкція до БТА мод. 1Б240-6

В СПрЗ (рис. 2.31, б) для вибірки зазорів в ЗП 9 труба затиску переміщається вліво підпружиненими клинами 2 (ланка самоналагодження), рівномірно розміщеними навколо шпинделя, що взаємодіють з регулювальною гайкою 14 і диском 12. Клини мають кут β_K , який забезпечує самогальмування ($\beta_K \leq 2\varphi$).

СПрЗ (рис. 2.32) [20] працює наступним чином. Вилка 4 пересувається вліво (відповідно до напрямку стрілки), що пересуває МЗ 6 та стакан 15, конусний бурт 17 відходить вліво та вивільняє підпружинені клини 28.

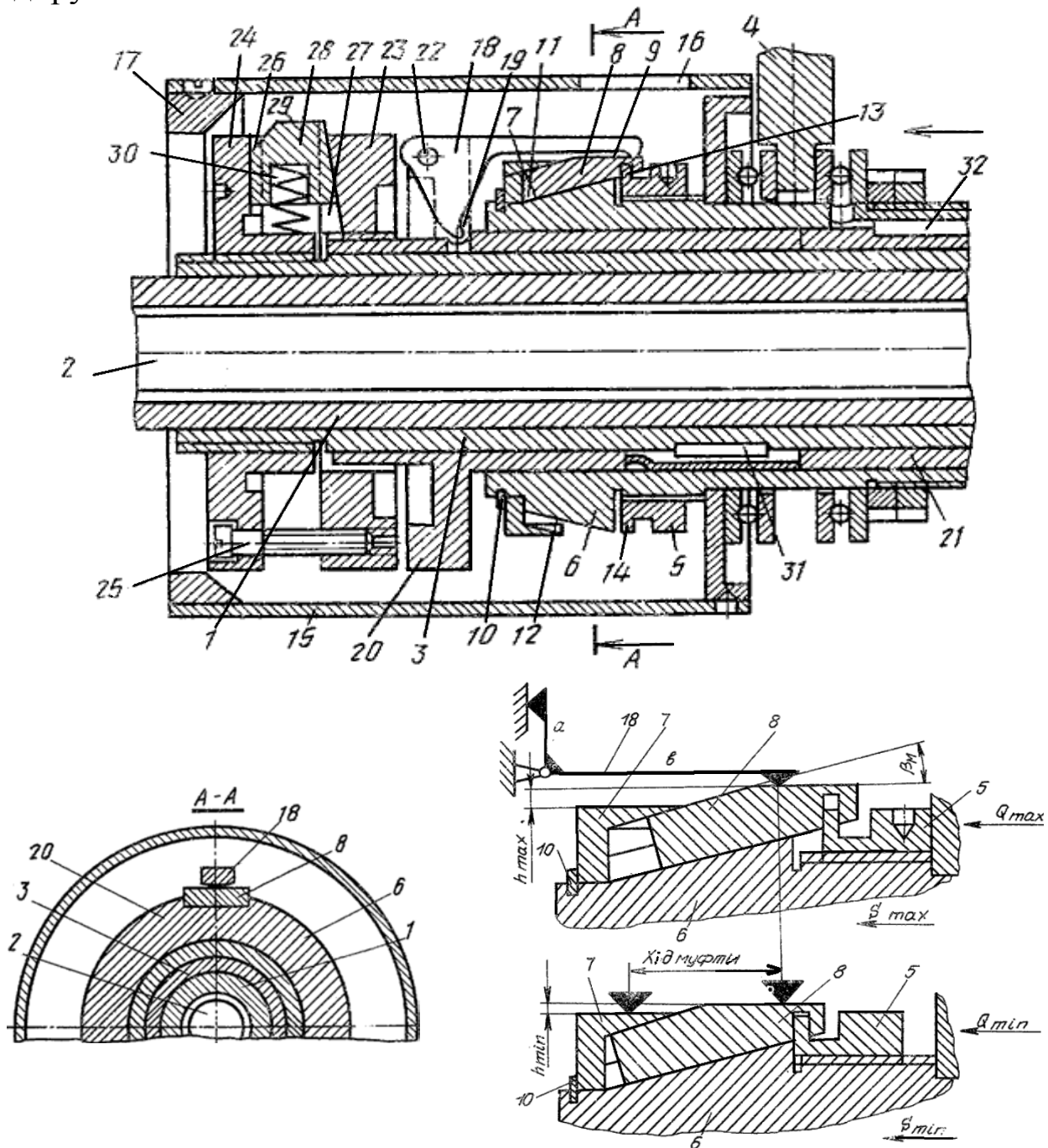


Рис. 2.32. Однорядний СПрЗ із змінною ділянкою на муфті геометричного замикання за а.с. СРСР №1450910 [20]

Оскільки, шпindel 21 постійно обертається, то додатково до дії пружин 30 діють і відцентрові сили, що розсувають клини 28 в радіальному напрямку, при цьому гайка 24 та зв'язана з нею труба 3 затиску переміщуються та здійснюють попередній затиск (вибірку зазорів). При подальшому переміщенні МЗ 6 важелі 18 набігають на вкладиші 8, а іншим плечем натискають на диск 23, що призводить до переміщення трубу затиску 3 і основного затиску. При розтиску вилка 4 пересувається вправо. При цьому великі плечі важелів 18 сходять з вкладишів 8 та вивільняють трубу затиску 3 а потім конусний буртик 17 на стакані 15 втоплює клини 28. Підналаштування механізму на конкретний діаметр прутка 2 виконується вручну. Для цього ключ вставляють через вікно 16 в стакані 15 в регулювальну гайку 5 та провертають її. В залежності від напрямку обертання регулювальної гайки 5 вкладиші 8 висувуються чим створюють необхідну висоту підйому конусної поверхні. Пази 27 на диску 23 виконані під кутом та забезпечують самогальмування.

При затиску прутків з великим відхиленням діаметра доцільним є застосування декількох рядів ланок самоналагодження у складі СПрЗ [3], що дозволяє збільшити хід труби затиску під час вибірки зазорів. Це втілено у дворядному СПрЗ [3] (рис. 2.33) з трьома дисками 2, у радіальних пазах яких рухомо встановлені клини 3 по 6 штук у ряді, підпружинені пружинами 4.

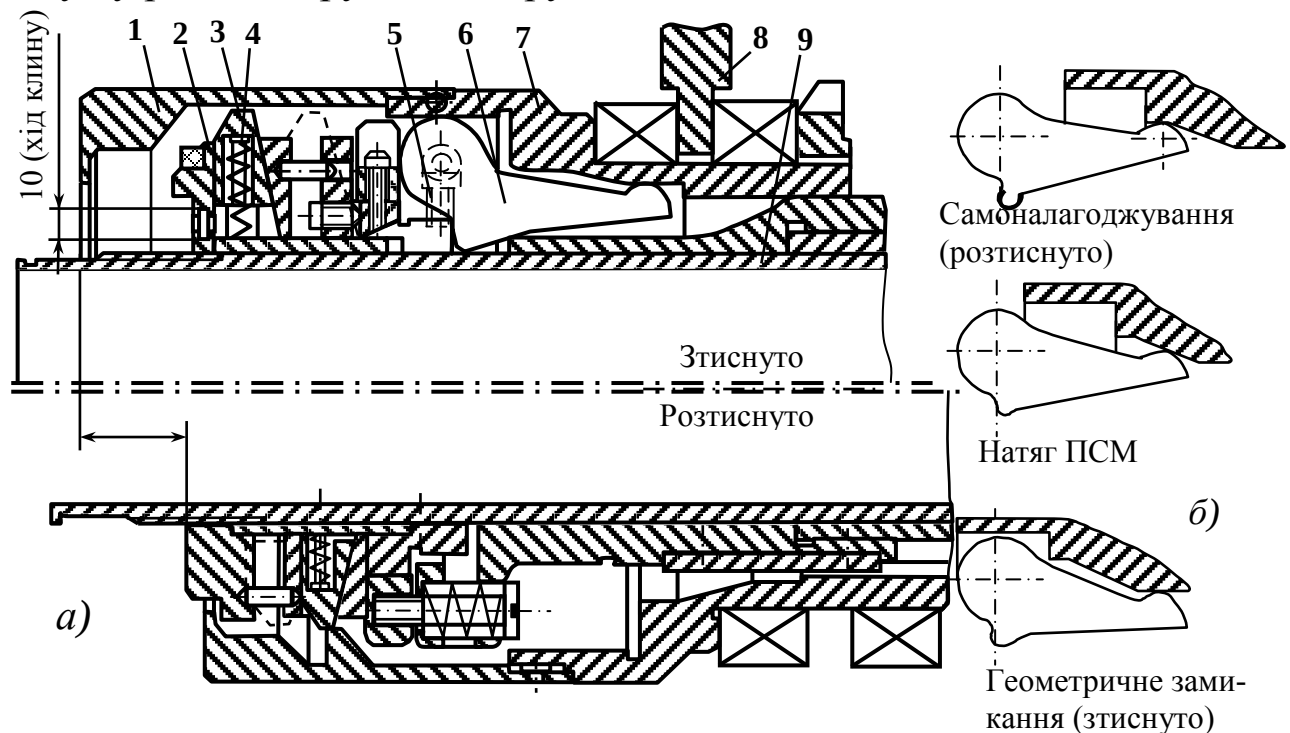


Рис. 2.33. Двохрядний СПрЗ для багатошпindelного токарного автомата мод. 1256К-6

При переміщенні вилки затиску 8 і МЗ 7 вправо (у положення «розтиснуто») довгі плечі важелів 6 розходяться, знімаючи натяг у механізмі. При цьому стакан 1, жорстко зв'язаний з муфтою 7, переміщається також вправо і своїми скосами послідовно втоплює два ряди клинів 3 між дисками 2 (рис. 2.33, б) до осі механізму стискаючи пружини 4. Труба затиску 9 із затискнуою цангою переміщається вправо та звільняє пруток.

У процесі затиску вилка 8, МЗ 7 і стакан 1 переміщаються вліво. При цьому виступи на стакані 1 послідовно (спочатку один ряд а потім інший) вивільняють підпружинені клини 3, що забезпечує вибірку зозорів (самонастроювання на фактичний розмір прутка). Подальший рух МЗ 7 вліво спричиняє провертання важелів 6 внаслідок чого створюється основне зусилля затиску і натяг в механізмі..

У СПрЗ (рис. 2.34) [46] ланка самоналагодження містить два ряди клинів 1 і 2 кінематично зв'язаних важільною передачею 2 для усунення впливу на роботу механізму відцентрових сил інерції.

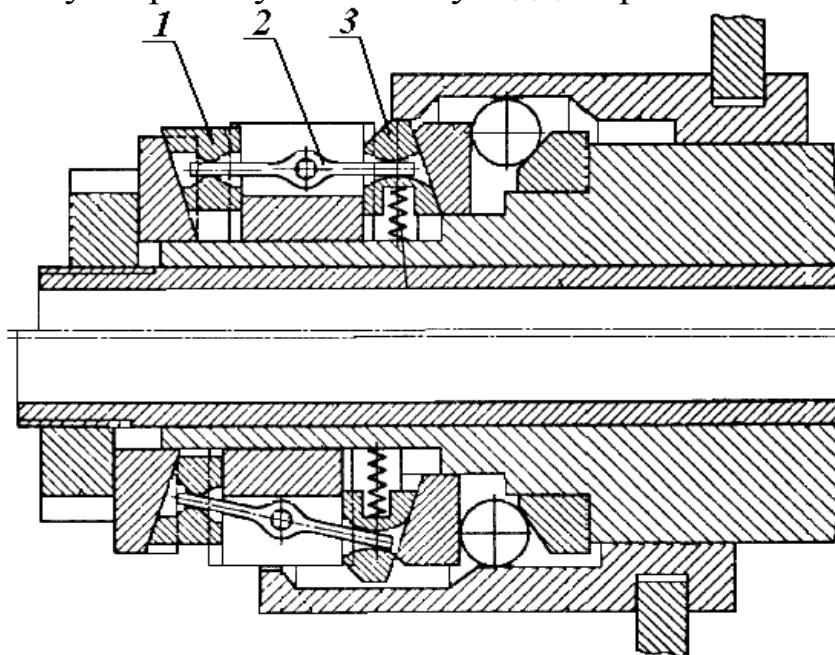


Рис. 2.34. СПрЗ з геометричним замиканням і врівноваженням відцентрових сил за а.с.СРСР №984697 [46]

На рис. 2.35 зображено конструкцію СПрЗ із рухомим самогальмуючим упором у вигляді багатодискового (диски 9, 10) фрикційного щеплення. Довжина ходу ЗМ 3 цього ПрЗ постійна і затиск заготовок у залежності від їхніх розмірів відбувається в різних ділянках її ходу. Такий ПрЗ дозволяє затискати некалібровані і калібровані заготовки з відхиленням їхніх розмірів до 5 мм і більше.

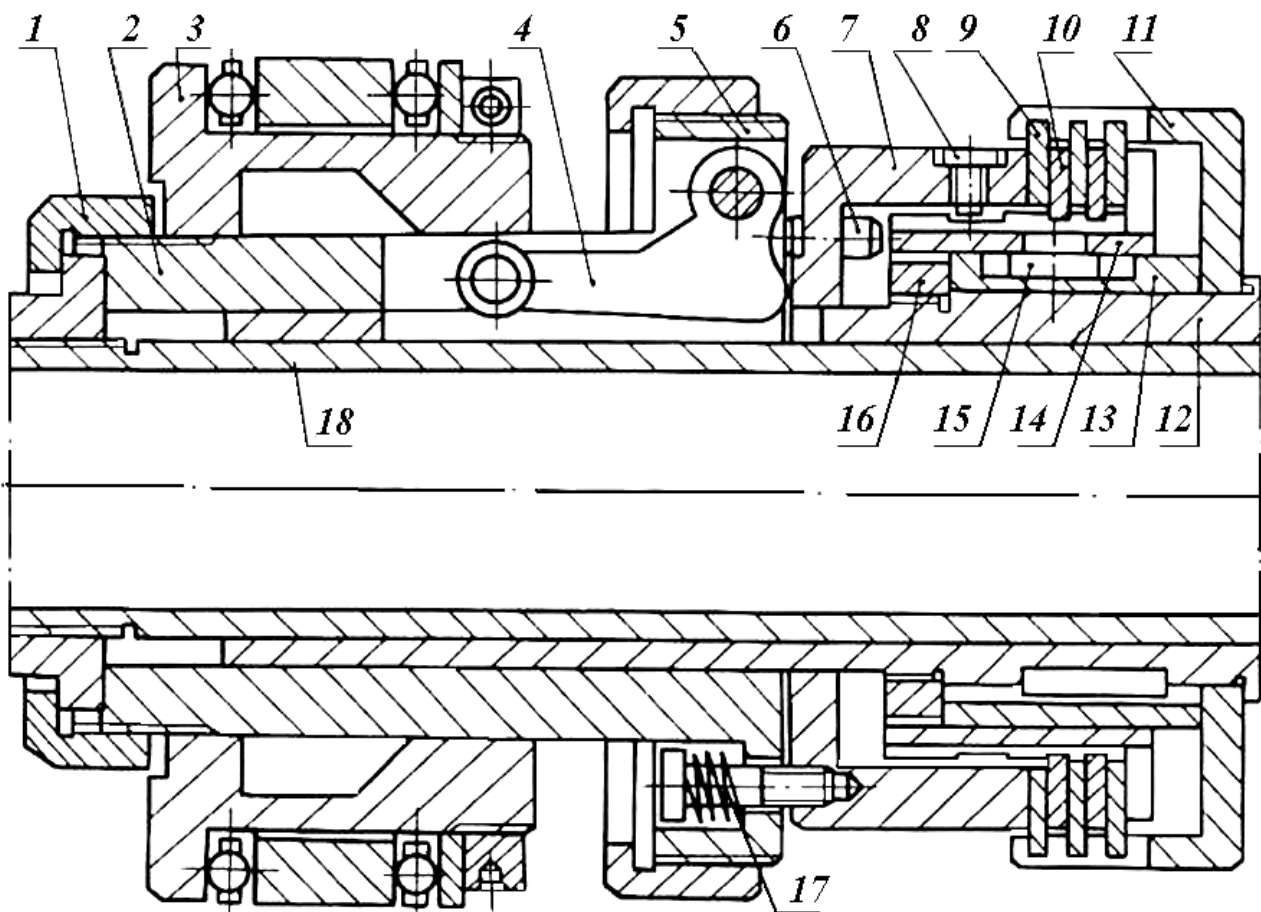


Рис. 2.35. СПрЗ з геометричним замиканням та рухомим самогальмуючим упором

На задньому кінці шпинделя 12 встановлена втулка 13 з гвинтовим пазом на її зовнішній циліндричній поверхні, а напівмуфта 11 жорстко закріплена на ній. Рухома напівмуфта 14, що має палець 15, який входить у гвинтовий паз втулки 13 може переміщатися по напрямку осі шпинделя, обертаючись по гвинтовому пазу. У пази нерухої напівмуфти 11 входять зовнішні виступи фрикційних дисків 9, а в пази рухої напівмуфти 14 – внутрішні виступи фрикційних дисків 10. Упорна втулка 6 і стакан 5 стягнуті між собою пружинами 17.

СПрЗ (рис. 2.35) працює в такий спосіб. При переміщенні МЗ з уліво деталі 2, 4 - 10, 14 і зв'язана з ними через гайку 1 труба затиску 18 рухаються, як одне ціле при вибірці зазору між губками ЗП і заготовкою. При зустрічі губок ЗП з заготовкою важільці 4 починають давити на упорну втулку 7 своїми закругленими виступами, переміщаючи її вправо. Остання, рухаючись вправо, своїм торцем притискає фрикційні диски, між якими утвориться тертя. За допомогою тертя фрикційних дисків фіксується положення рухої

У СПрЗ (рис. 2.36) [53] при переміщенні повзуна 1 жорстко зв'язаний з ним палець 2 вивільняє підпружинене пружиною 3 відносно шпинделя 4 конічне кільце 5. Після вибірки зазору h починається рух МЗ 6, який через розклинюючий елемент 7, натискну шайбу 8, стакан 9, гайку 10 та трубу затиску 11 передається до цанги 12 і триває до появи контакту ЗЕ з 3. Разом з тим конічне кільце 5 заштовхує кінець повідка 13 в клин утворений поверхнями диска 14 і втулки 15 чим обмежується рух останньої вправо. Після завершення вибірки зазорів рух розклинюючого елемента 7 вліво зупиняється і МЗ 6 проштовхує його у напрямку до осі обертання шпинделя, що спричиняє рух натискної шайби 8 вліво і появи натягу в системі.

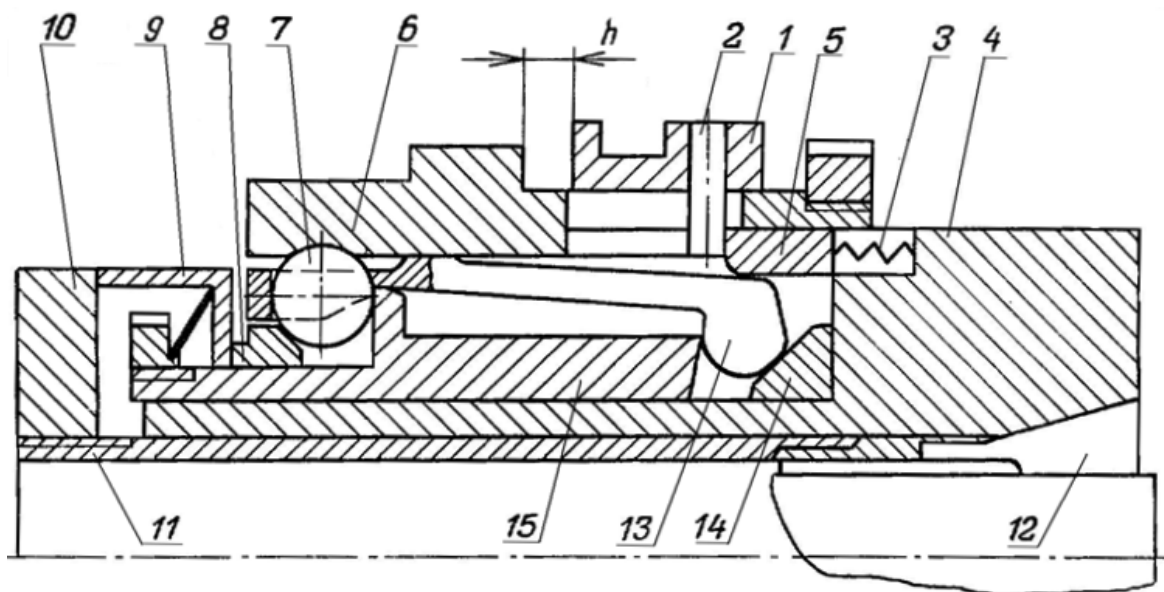


Рис. 2.36. СПрЗ з геометричним замиканням за а.с. СРСР №1057187 [53]

Розтиск відбувається при зміщенні повзуна 1 вправо, що через палець 2 спричиняє переміщення кільця 5, вивільнення кінця повідка 13 з клину утвореного деталями 15 і 14 (величина кута якого менша за величину кут тертя) та зняття натягу в системі.

СПрЗ (рис. 2.37) [14] працює наступним чином. При подачі робочого середовища (масло, повітря) по трубопроводу А в ліву порожнину циліндра 3 пакет тарільчатих пружин 6 стискається на величину $X_{ур}$ чим знімає натяг в системі механізму. Відбувається попередній розтиск, але заготовка (на рис. не показано) утримується до повної зупинки шпинделя 4 за рахунок дії розведених пружинами 15 клинів 14.

Після цього робоче середовище під тиском подається по трубопроводу Б до лівої порожнини гідроциліндрів 8 та переміщає

штоки 9 і, разом з ними, стакан 10 вправо на величину X_p , що призводить до втоплювання клинів 14 на величину H_k .

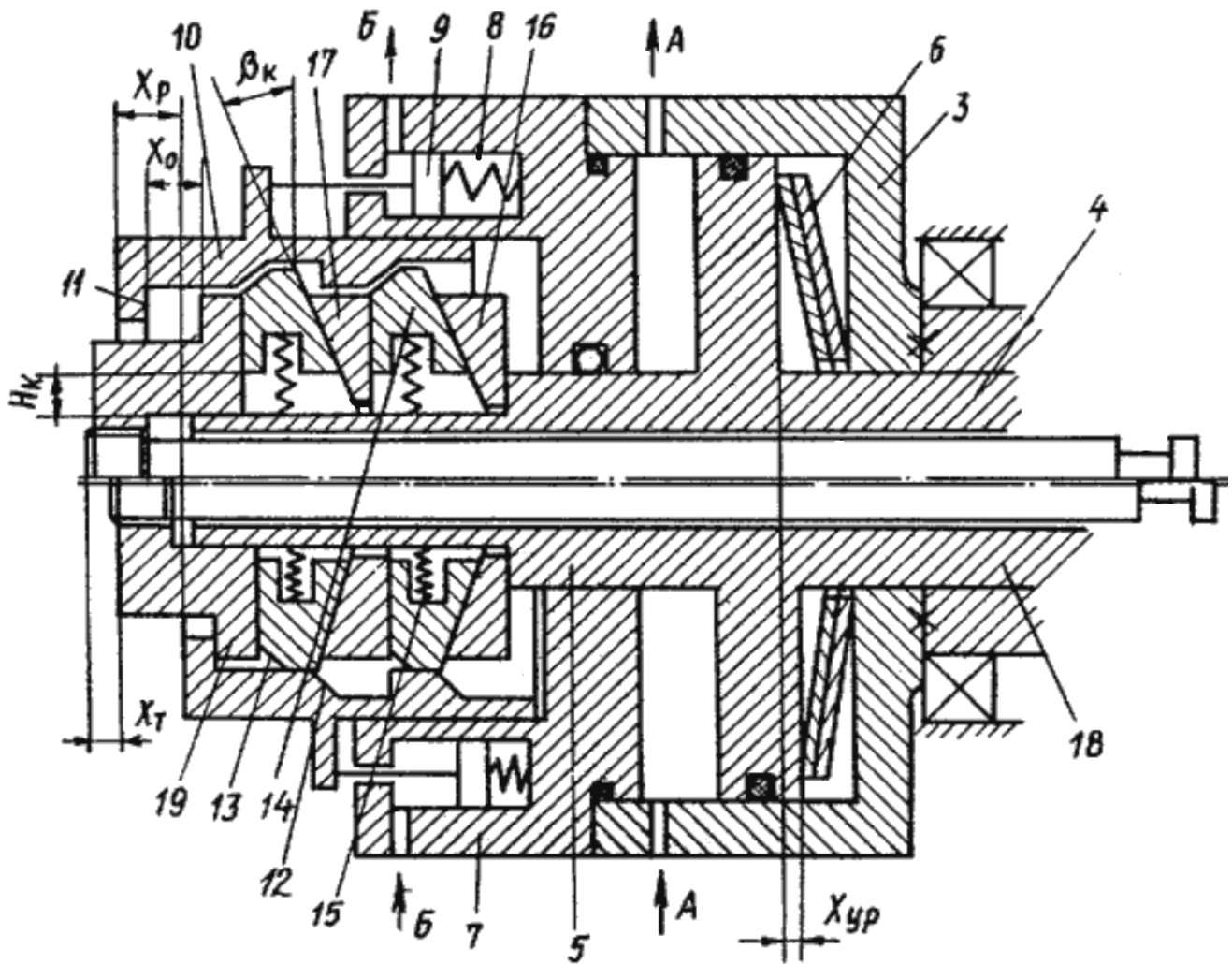


Рис. 2.37. Гідромеханічний СПрЗ за а.с. СРСР №1266662 [14]

Після проходження вільного ходу X_o , стакан 10 спочатку до кінця втоплює клини 14 шляхом виходу циліндричної поверхні на їх торці, а потім зміщує регульовальну гайку 19 з тягою 18 за рахунок бурта 11 на величину X_m , що призводить до повного розтиску заготовки. При зливі робочого середовища по трубопроводу Б з лівих порожнин циліндрів 8 штоки 9 зміщуються вліво разом з стаканом 10 та вивільняють клини 14. Останні під дією своїх пружин 15 розходяться на величину H_k , що забезпечує вибірку зазорів (самоналагодження). При зливі масла з лівої порожнини циліндра 3 по трубопроводу А поршень з муфтою 5 під дією пакета тарільчатих пружин 6 пересувається вліво та створює натяг у пружній системі маханізму.

2.6. Комбіновані приводи затиску

У комбінованих ПрЗ замикання силового контура здійснюється за рахунок комбінації декількох їх видів.

Гідропневмомеханічні ПрЗ з елементами геометричного замикання можуть мати виконання з однією ділянкою замикання [3] або декількома ділянками, де переміщувана затискна муфта має ряд послідовно розташованих зовнішніх конічних поверхонь, що чергуються з відповідними циліндровими поверхнями [1]. У такому механізмі досягши необхідної сили затиску ведомі деталі (наприклад, ролики важелів) знаходиться, як правило, у контакті з однією з конічних поверхонь муфти. Після відключення, приводу під дією сил пружності відбувається сповзання ведених деталей відносно затискної муфти до замикання механізму слідуною циліндричною поверхнею - досягнута раніше сила затиску заготовки зменшується але частково зберігається.

У ПрЗ на рис. 2.38 [31] складається з необертового циліндра 1, що встановлений на двох радіально-у порних підшипниках 2 на гільзі 3, що жорстко закріплена на задньому кінці шпинделя 4; поршня 5, що з'єднаний з муфтою 6 через упорні підшипники 7; заклинюючого пристрою, що містить у своїй конструкції цангу 8, конічну втулку 9, плоскі або тарільчаті пружини 10; розклинюючих роликів або кульок 11; втулки 12 із скосами; ругулювальних гайок 13, 14 та гайок 15-18, що передають рух поршня 5 до труби затиску 19.

Під дією тиску робочої рідини в правій порожнині циліндра 1 поршень 5 переміщується вліво та передає через підшипники 7, муфту 6, втулку 12, гайку 14, втулку 9, пружини 10, гайки 15-18 рух до труби затиску 19 із зусиллям, що відповіде тиску робочого середовища в циліндрі 1. При зменшенні тиску робочого середовища зусилля пружини 10 передається на втулку 9, заклинює цангу 8 та фіксує трубу затиску 19 із зусиллям, що рівне зусиллю попереднього натягу пакета тарільчатих пружин 10 – відбувається затиск заготовки. Під дією тиску робочого середовища у лівій порожнині циліндра 1 поршень 5 переміщується вправо та пересуває вправо муфту 6 і втулку 12. При цьому скос втулки 12 натискає на кульки 11, які втоплюються та відсовують вліво гайку 14 та втулку 9, а цангу 8 вправо та стискають пружини 10. Цанга 8 розклинюється і через гайки 15-18 пересуває трубу затиску 19 вправо – відбувається розтиск.

Таким чином у ПрЗ на рис. 2.38 [31] вид замикання силового

потоків є пружно-фрикційним, оскільки для підтримки деформованого стану системи (натягу) задіяні сили пружності пружин 10 і сил тертя між поверхнями цанги 8 та гільзи 3.

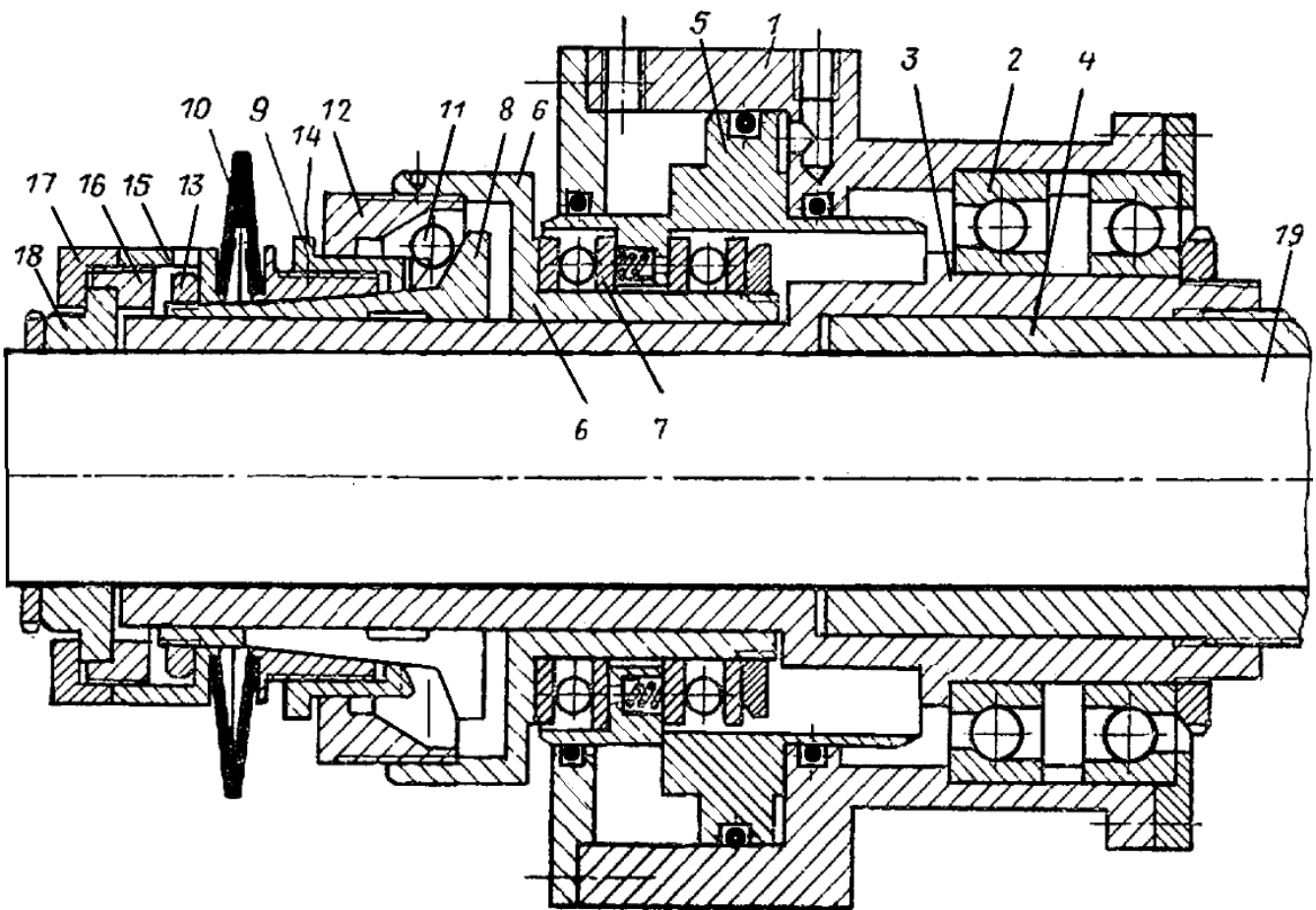


Рис. 2.38. Гідромеханічний ПрЗ з самогальмуванням
за а.с.СРСР №460122 [31]

Оснoву ПрЗ на рис. 2.39 [13] становить силовий циліндр 1 з циліндричними виточками А і Б у яких розташовані поршень 2 з штоком 3. В силовому циліндрі 1 виконано також отвір з конічною В та циліндричною Г частинами, а в поршні 2 – отвір в якому розташований шток 4 з конічною робочою частиною 5 додаткового поршня 6. На поршні 2 закріплена багатопелюсткова цанга 7 з конічними зовнішньою Д та внутрішньою Е поверхнями. Багатопелюсткова цанга 7 з додатковим поршнем 6 утворюють механізм фіксації положення поршня 2. У штоці 3 виконано різьбовий отвір 8. Порожнина 9 силового циліндра 1 зеднана каналом 10 з порожниною 11 штока 4. Порожнини 12 циліндра 1 зеднані з атмосферою. Робоче середовище при розтиску подається в порожнину 13.

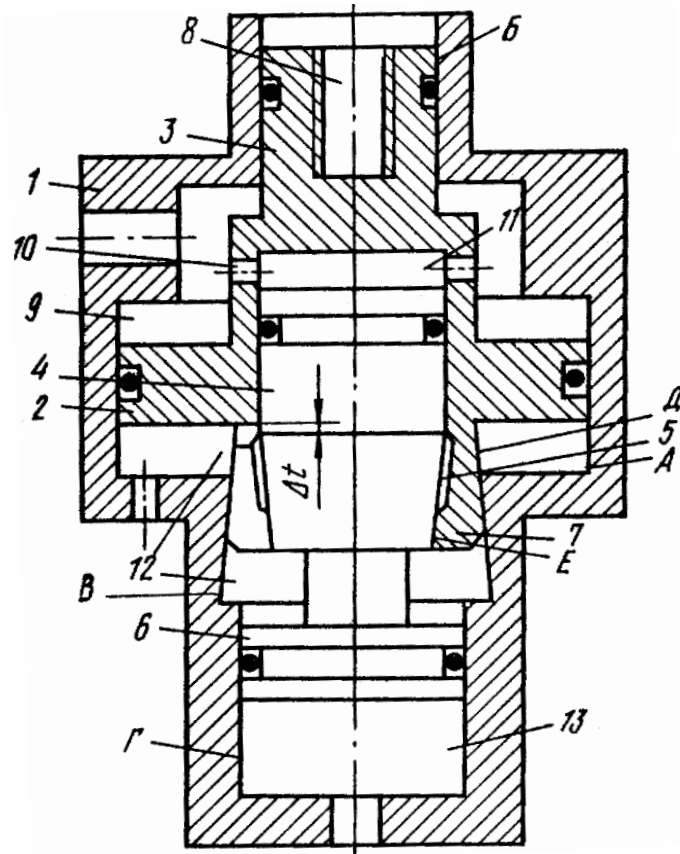


Рис. 2.39. Гідравлічний ПрЗ за а.с.СРСР №1242325 [13]

При подачі робочого середовища у порожнину 9, з якої вона подається через канал 10 до порожнини 11, поршень 2 рухається вниз та переміщає вхідну ланку ЗП (на кресленні не показано). При зупинці поршня 2 конічна частина 5 продовжує рух вниз під дією тиску на шток 4 в порожнині 11, який проходить деяку відстань Δt та фіксує поршень 2. Для надійної фіксації поршня 2 кут нахилу конічної частини 5 обирається меншим кута самогальмування. При падінні тиску у порожнинах 9 та 11 зусилля, що передається поршнем 2 через штокову частину, зберігається через фіксацію цанги 7. Розтиск циліндра 1 відбувається шляхом подачі тиску в порожнину 13. Поршень 6 рухається вгору до упора в поршень 2 в порожнині 11 і разом поршні 2 та 6 вертаються у початкове положення.

Натяг в ПрЗ на рис. 2.39 [13] підтримується за рахунок дії сил тертя між зовнішньою конічною поверхнею 5 та внутрішньою конічною поверхнею E цанги 7, а також за рахунок сил тиску рідини в порожнинах 9 та 11.

ПрЗ на рис. 2.40 [15] працює наступним чином. Робоча рідина подається через гідророзподільник 14 та магістраль 15 у ліву порожнину гідроциліндра 1, а через дросель 17 – в керуючу

порожнину зворотного керованого клапана 18. Основний поршень 2 разом з трубою затиску 5 та цангою 6 переміщується вправо і при цьому стискає пакет тарільчатих пружин 4 та знімає натяг в механізмі. Додатковий поршень 3 при цьому нерухомий, оскільки робоча ідина в правій порожнині гідроциліндра 1 закрита клапаном 18 відкриття якого відбувається із затримкою через роботу дроселя 17. Після відкриття клапана 18 робоча рідина з правої порожнини гідроциліндра 1 через клапан 18, гідророзподільник 14 та дросель 20 зливається в бак. Клапан 8 під дією пружини 7 внаслідок зменшення тиску в правій порожнині пересувається в крайнє праве положення. Канали 10 закриваються, а по каналах 9 та 11 відбувається злив робочої рідини з порожнини 13 стакана. При цьому поршні 2 та 3 разом переміщуються вправо, а через трубу затиску 5 та цангу 6 здійснюють повний розтиск заготовки. Пакет пружин 4 залишається zdeформованим внаслідок підпору рідини, що створює дросель 20.

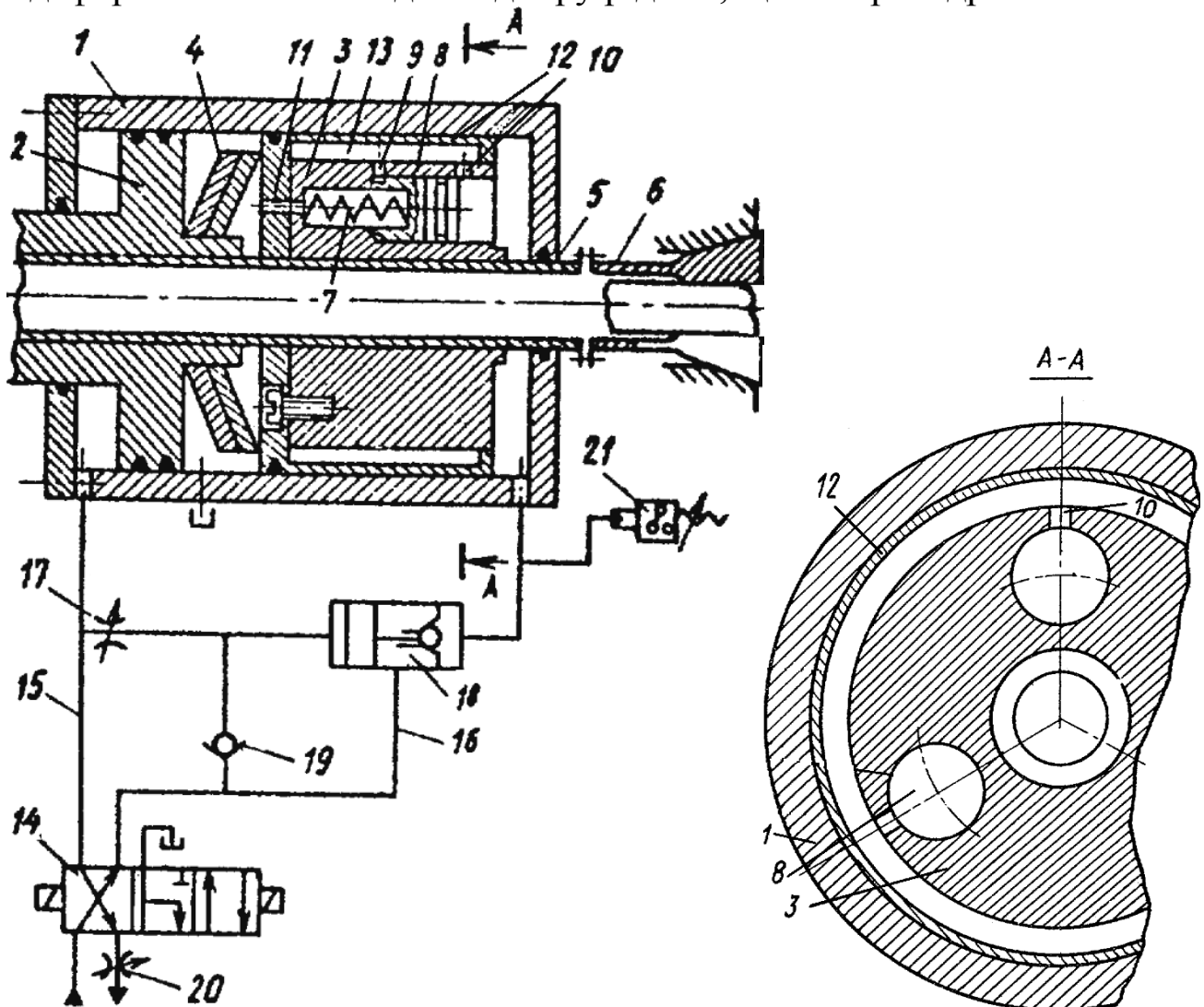


Рис. 2.40. Принципова гідросхема гідро-механічного ПрЗ
за а.с.СРСР №1268305 [15]

Для затиску гідророзподільник 14 перемикають в крайнє ліве положення. При цьому робоча рідина подається до зворотного управляемого клапана 18 через трубопровід 16 та зворотній клапан 19, який пропускає робочу рідину в керуючу порожнину клапана 18. Поршень клапана 18 зміщується вправо та пропускає основний потік робочої рідини в праву порожнину гідроциліндра 1. Поршні 2 і 3 разом з трубою затиску 5 та цангою 6 переміщуються вліво внаслідок чого здійснюють попередній затиск заготовки (вибірка зазорів). Пакет пружин 4 залишається zdeформованим внаслідок підпору робочої рідини, що здійснюється дроселем 20, та меншою ефективною площею основного поршня 2. Клапани 8 при цьому знаходяться в правому крайньому положенні та перекривають канали 10. При досягненні в правій порожнині тиску, що налаштовується пружинами 7, клапани 8 переміщуються вліво, перекривають отвори 9 та відкривають канали 10. Під тиском робочої рідини відбувається розширення циліндричної пружної частини фрикційного елемента 12 і за рахунок цього фіксація додаткового поршня 3 під дією zdeформованого пакета пружин 4 основний поршень 2 переміщується вліво, що призводить до повноцінного затиску заготовки з силою, що пропорційна жорсткості пакета пружин 4.

Після остаточного затиску заготовки реле 21 тиску подає команду на перемикання гідророзподільника 14 в нейтральне положення, при якому насос зеднується із зливом, тобто переходить в режим холостого ходу.

Підтримка натягу в Пр3 на рис. 2.40 [15] відбувається за рахунок дії сил пружності пакета пружин 4 та сил тертя циліндричного пружного фрикційного елемента 12 з внутрішньою циліндричною поверхнею циліндра 1.

Пр3 в складі ЗМ на рис. 2.41 [10] працює наступним чином. Під час зупинки обертання шпинделя вхідне зусилля, що подається через вилку 5, утримує конус 4 у відтисненому стані, при цьому пари ланок 3 виплямлені вздовж осі механізму, підтискають накидну гайку 9 та вивільняють від затиску цангу 8.

Перед початком обертання шпинделя вхідне зусилля, що подається через вилку 5 припиняє дію. Пружини 13 переміщують від осі механізму ролики 11, що призводить до зменшення кута між ланками 3 і стягує конус 4 та повзун 2. Це призводить до затягування цанги 8 з незначним зусиллям – відбувається попередній затиск заготовки. Під час обертання шпинделя відбувається рух ланок 3 та

роликів 11, що є також інерційними вантажами, під дією віцентрових сил від осі обертання механізму. Це зменшує кут між ланками 3 та відстань між шарнірами на корпусі 1 та повзуні 2 і забезпечує остаточний затиск заготовки.

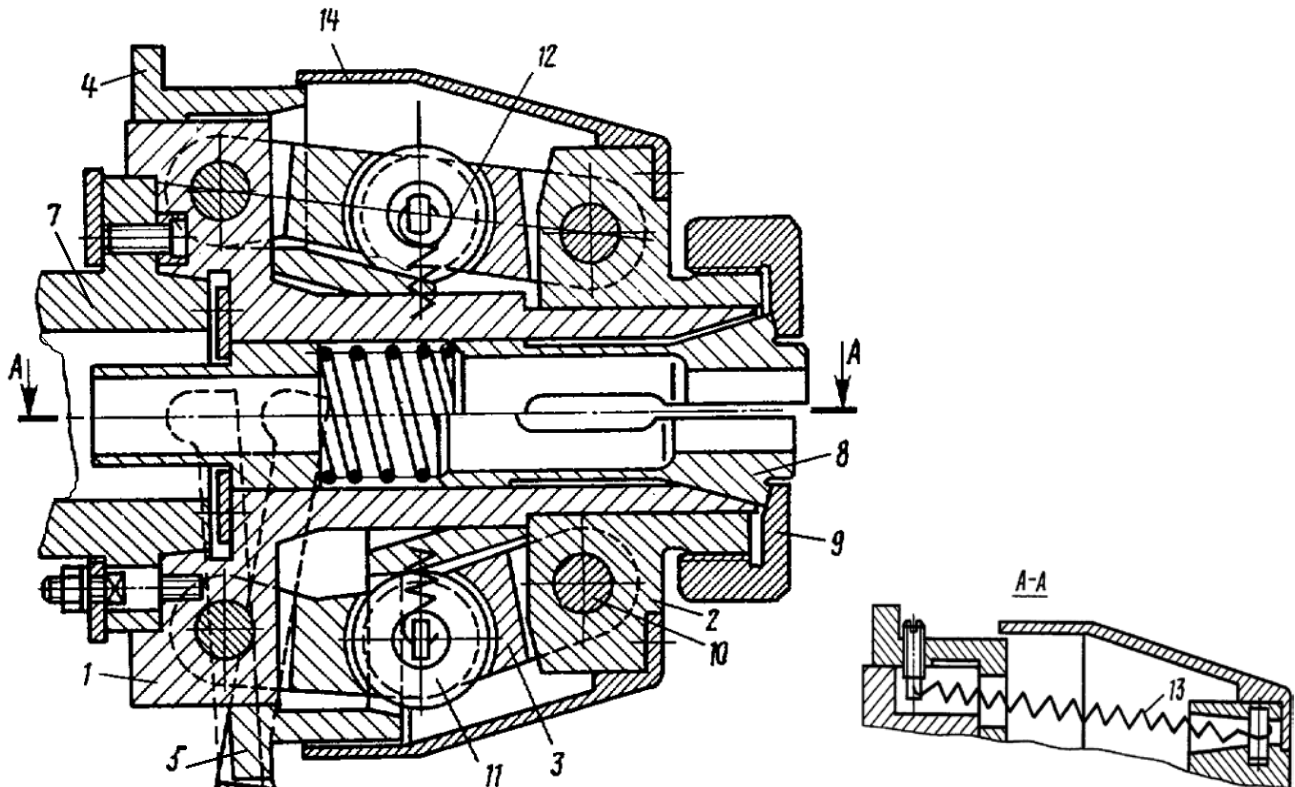


Рис. 2.41. Цанговий ЗМ з відцентровим ПрЗ
за а.с.СРСР №1212704 [10]

Натяг в ПрЗ на рис. 2.41 [10] підтримується за рахунок дії сил пружності пружин 13 та відцентрових сил інерції роликів 11 та ланок 3 при обертанні шпинделя.

Пристрій на рис. 2.42 [12] може бути використано при закріпленні заготовки в центрах з базуванням по торцевих поверхнях в токарних верстатах. В початковий момент пуску шпинделя 13 попередній затиск здійснюється поводковими пальцями 10, а потім відцентрові сили зводять поворотні кулачки 5 та затискають деталь 14. Під час обробки зусилля різання автоматично збільшують сили затиску заготовки.

У момент різкого гальмування шпинделя 12 та корпуса 1 з допомогою тормозної муфти 13 до момента, що створюється силою пружності пружин 4, який прагне повернути плаваюче кільце 3 за ходом обертання патрона відносно загальмованого корпуса 1 патрона

та розвести поворотні кулачки 5, додається кінетичний момент обертальних мас кільця 3, поворотних кулачків 5 та маховика 6 (рівний добутку загального моменту інерції плаваючого кільця 3, поворотних кулачків 5, маховика 6 на їх кутову швидкість) відносно пригальмованого корпусу 1 та затиснутої деталі 14. В результаті поворотні кулачки 5 автоматично розтискають деталь 14.

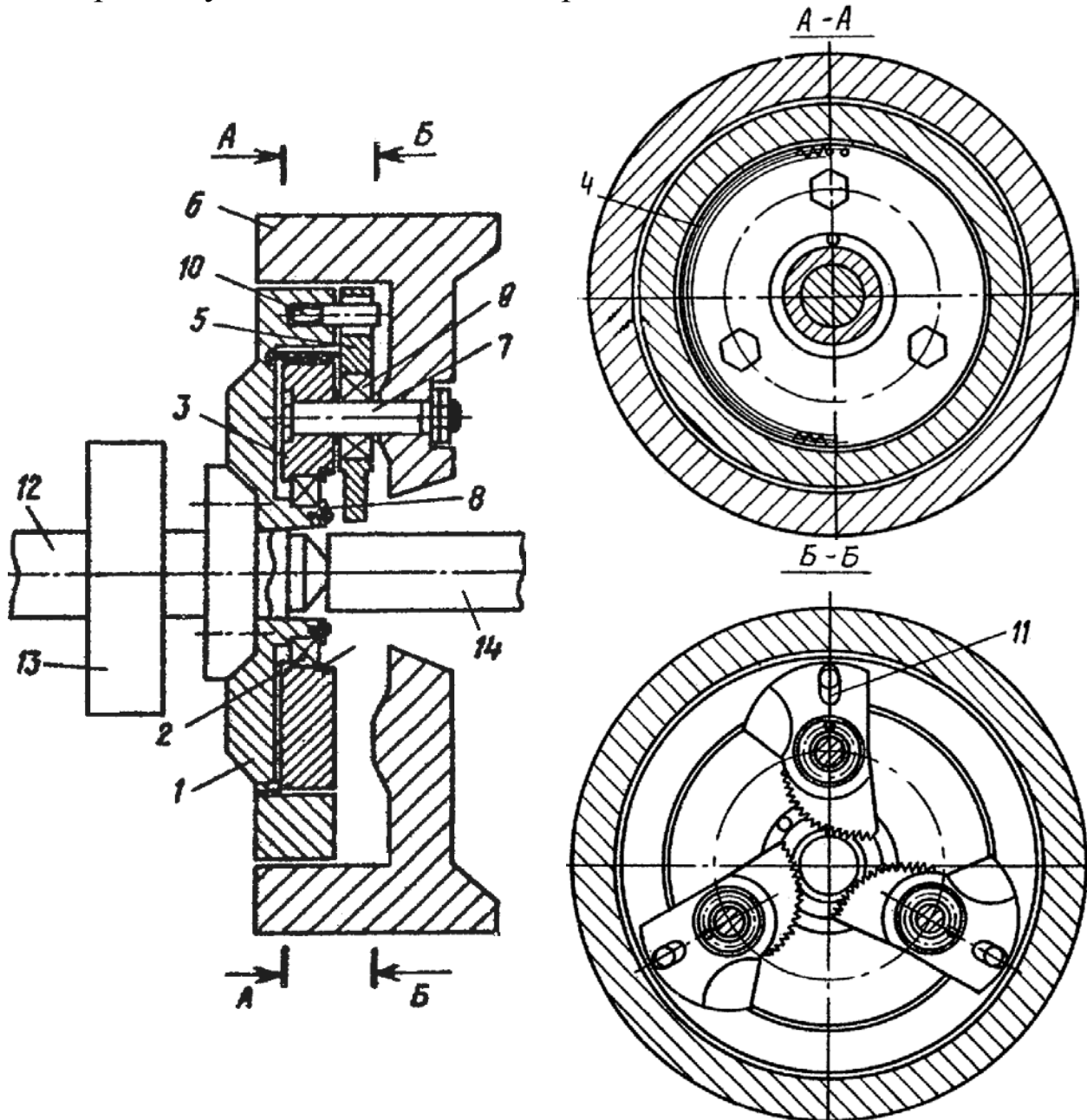


Рис. 2.42. Самозатискний поводковий патрон з спіральними кулачками за а.с.СРСР №1232387 [12]

У ПрЗ на рис. 2.42 [12] натяг системи підтримується за рахунок дії відцентрових сил інерції а також сил тертя, що виникають між поверхнями ЗЕ та заготовки при їх відносному обертанні під дією сил різання та обертального моменту від привода головного руху.

2.7. Затискні механізми з автоматичним регулюванням

В окрему групу можна виділити СПрЗ із виміром переміщень, сил і деформацій у ЗМ і з автоматичним управлінням процесу настроювання зусилля затиску по лінії зворотного зв'язку: ПрЗ із гідравлічним силовим замиканням і електромеханічним (ЕМ) зворотним зв'язком (ЗЗ) за передатним відношенням початкового настроювання; ПрЗ із гідравлічним пружним силовим замиканням і ЕМ ЗЗ за силою затиску і за розміром заготовки, що керує настроюванням переливного клапана в магістралі силового гідроциліндра; ЗМ з ЕМ ЗЗ за силою затиску, що керує приводом довороту регулювальної гайки; з електромагнітною гальмівною фрикційною муфтою і ЕМ ЗЗ за граничним положенням, що керує включенням гальмової муфти після вибірки зазорів; ПрЗ із гідравлічним силовим замиканням і гідравлічним ланцюгом ЗЗ за положенням труби затиску, чи деформації пружної опори шпінделя, що керує через золотник, що стежить за тиском у робочій порожнині силового гідроциліндра; ПрЗ з електрогідравлічним ЗЗ за переміщенням різця, що стабілізує жорсткість затиску прутка за рахунок переміщення підтримуючого елемента, встановленого усередині затискної труби та ін.

ПрЗ з автоматичним керуванням, як правило, складніші і менш надійні, ніж СПрЗ механічного, електро- і гідромеханічного виконання. Однак вони призначені зайняти свою нішу в автоматизованому устаткуванні, ГВМ і верстатах з адаптивним керуванням [3]. Велику групу ПрЗ з автоматичним регулюванням складають механізми, в яких регулювання положення ЗЕ здійснюється за рахунок осевого переміщення труби затску шляхом нагвинчування на неї регулювальної гайки рис. 2.43

Затиск та розтиск заготовки з використанням ПрЗ на рис. 2.43 [17] відбувається при обертанні шпінделя на малих обертах. При увімкненій муфті 15 спіральний диск 1 обертається відносно корпуса 3, що призводить до переміщення кулачків 5 до периферії ЗП – відбувається розтиск. Для затиску заготовки включається муфта 13 і спіральний диск 1 обертається відносно корпуса 3 у напрямку, що забезпечує переміщення кулачків 5 до центра. Керування роботою механізму відбувається через схему 9 якою керую пристрій ЧПУ 19 верстата.

Для здійснення затиску система ЧПУ 19 вмикає головний привод

верстата на малих обертах і муфту 13 щеплення. При досягненні заданого зусилля затиску радіальний хід кулачків 5 припиняється. Це призводить також до припинення відносного обертального руху труби затиску 2 та шпинделя 4 внаслідок чого з датчиків переміщення 7 та 8 поступає однакова кількість імпульсів за одиницю часу, що свідчить про приминення руху кулачків 5. Муфта 13 щеплення вимикається. Таким чином одночасно з операціями затиску та розтиску заготовки проводиться вимірювання її діаметра.

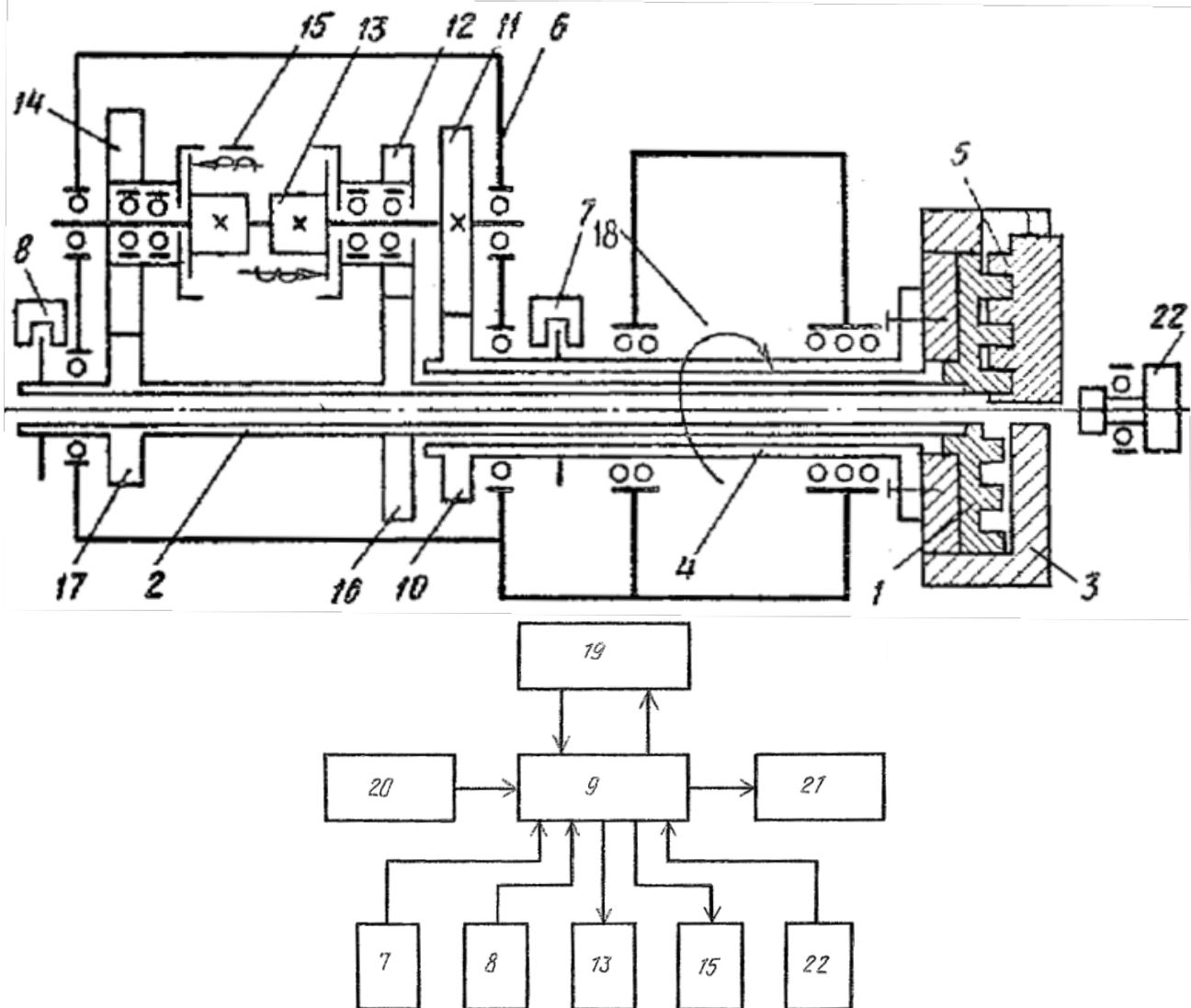


Рис. 2.43. ЗМ токарного верстата з автоматичним регулюванням сили затиску за а.с.СРСР №1349890 [17]

Визначення зусилля затиску та його регулювання відбувається в схемі керування 9. Таймер 20 формує опорні імпульси до частоти яких прирівнюються імпульси датчиків 7 та 8. Керування зусиллям затиску здійснюється шляхом вмикання муфти 13 щеплення керуючою напругою, що обирається із заданого ряду напруг, які

розміщені з інтервалом в залежності від необхідної точності керування. Вимикається муфта 13 за сигналом з схеми керування при досягненні заданого відношення чисел імпульсів з датчиків 7 та 8. Розтиск заготовки можна проводити при подачі до муфти 15 напруги однієї максимальної величини.

Пр3 на рис. 2.44 [19] працює наступним чином. Після повороту шпиндельного блока 2 шпindel 3 з обробленою деталлю 32 стає в позицію завантаження. При цьому ведуче зубчате колесо 16 знаходиться в зачепленні одночасно із зубчатыми колесами 5 та 8. Відповідний кінцевий вимикач 30 спрацьовує через дію на нього упора 29.

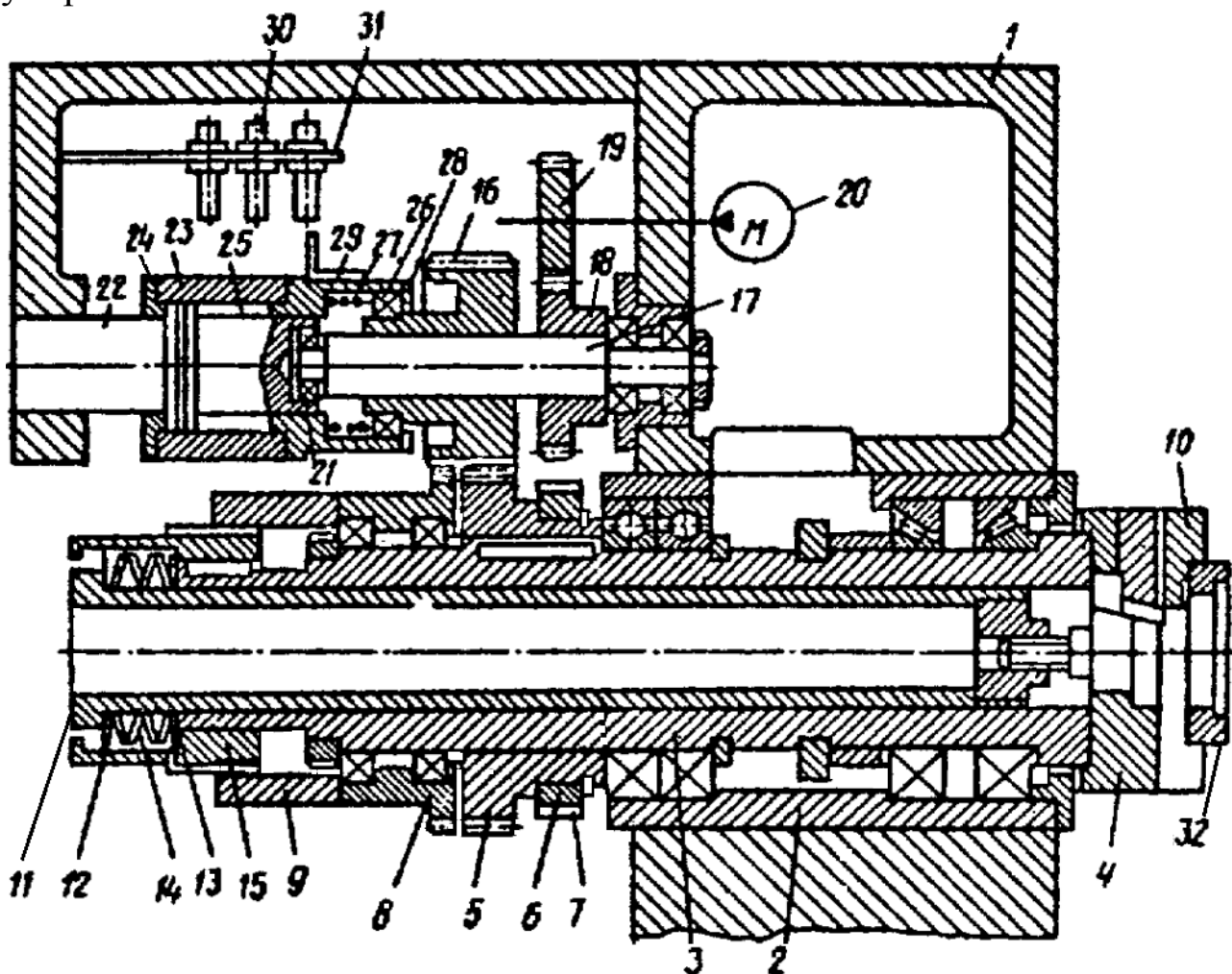


Рис. 2.44. 3М токарного верстата з слідкуючим електроприводом за а.с.СРСР №1424986 [19]

Після завершення поворота робоча рідина подається у порожнину 25 циліндра 23, який пересуває зубчате колесо 16 вліво у положення коли воно знаходиться в зачепленні лише з колесом 8. Вхідження в зачеплення коліс 8 та 16 здійснюється за рахунок дії пружного елемента 27. Після спрацьовування середнього кінцевого

вимикача 30 робоча рідина подається також в ліву порожнину 24 циліндра 23. За рахунок рівності робочих площ порожнин циліндр 23 зупиняється.

Слідкуючий регулюємий двигун 20, що розташований в завантажувальній позиції п ланцюгу: зубчаті колеса 19, 18 та 8 передає повільний обертальний рух шпинделю 3 під час якого в паз 7 фіксаторного диска 6 западає фіксатор механізму фіксації кутового положення шпинделя.

Після фіксації шпинделя 3 слідкуючий регулюємий двигун 20 повертає додаткове зубчате колесо 8 на кут, що кратний числу зубів вінців колес 5 і 8 та відповідає розведенню кулачків 10 ЗП.

Обертання колеса 8 передається до гайки 9, яка переміщає вправо гвинт 15 та його буртом діє на шайбу 12 та пересуває вправо трубу затиску 11, що призводить до розведення кулачків 10 і розтиску деталі 32.

Для затиску деталі подається команда на реверс двигуна 20. Гайка 9 обертається та переміщає вліво вліво гвинт 15, який своїм торцем переміщує трубу затиску 11 до моменту дотику кулачків 10 з поверхнею заготовки 32. Подальше переміщення гвинта 15 вліво сприяє стисканню пакета тарільчатих пружин 14 до моменту досягнення необхідного зусилля затиску на штоці. Оскільки кут провороту додаткового зубчатого колеса 8 завжди кратний числу його зубів, то профілі зубів вінців коліс 5 та 8 не змінюють відносного кутового зміщення і тому в будь якій іншій позиції верстата зубчатий вінець колеса 16 безперешкодно входить в зачеплення одночасно з обома зубчатими колесами 5 та 8 за рахунок викона його ширини, що перевищує суму відстаней між зубчатыми вінцями коліс 5 та 8 та шириною останнього на величину не менше одного модуля, що запобігає самовільному розтиску кулачків 10 під час роботи верстата.

Пр3 на рис. 2.45 [35] працює наступним чином. Після обертання шпиндельного барабана шпиндель 1 стає в позицію завантаження. Повзун 9 подачі прутка 17 рухається вправо та пружиною 12 пружної муфти 11 приводить в зачеплення шестерню 13 з регулювальною гайкою-шестернею 7 одночасно з подачею прутка через трубу 8. На важелі упора 18 розташовано електричний вимірювальний пристрій 19, що фіксує відхилення діаметра прутка від номінального значення та через логічну схему зворотного зв'язку передає інформацію на кроковий двигун, що обертає черв'як 15 та кінематично з'єднаний з

ним вал 14. В залежності від відхилення діаметра оброблюваного прутка від номінального значення відбувається регулювання положення ЗЕ шляхом осевого переміщення труби затиску 16, що забезпечується за рахуно догвинчування або відгвинчування розташованої на ній регулювальної гайки-шестерні 7 через зубчате колесо 13, що розташоване на валу 14. Під час затиску гайка-шестерня 7 отримує осеве переміщення також від короткого плеча важеля 3 через стакан 4, пакет тарільчатих пружин 5 та гайку 6 внаслідок пересування МЗ 2 вліво і взаємодії останньої з довгим плечем важеля 3.

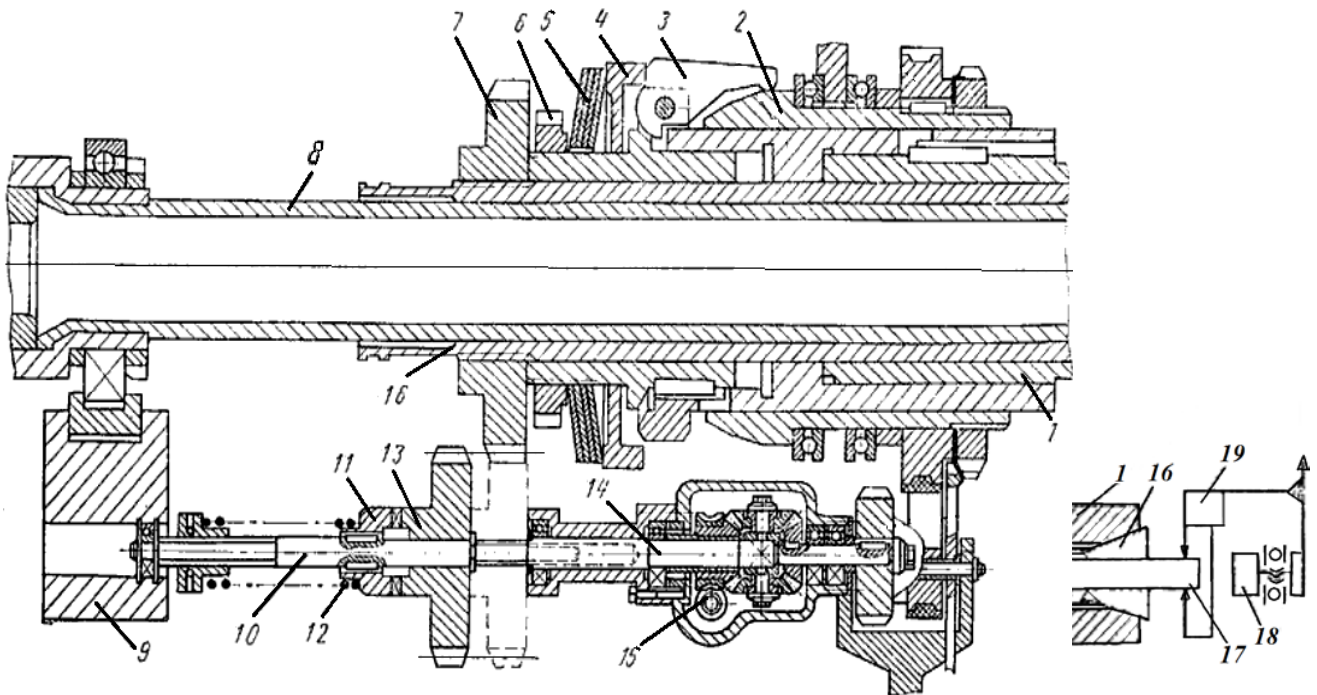


Рис. 2.45. ЗМ багатшпindelного токарного автомата з автоматичним регулюванням сил затиску за а.с.СРСР №625842 [35]

Перед початком процесу обробки повзун подачі 9 займає крайнє ліве положення чим виводить із зачеплення пару зубчатих коліс 7 і 13. Таке положення елементів зберігається протягом обробки деталі.

Аналогічну до конструкції попереднього ПрЗ на рис. 2.45 має ПрЗ за авторським свідоцтвом [42] рис. 2.46, що відрізняється за способом оцінки відхилення діаметра оброблюваного прутка 54 від номінального значення та організації зворотнього зв'язку.

Під час затиску прутка 54 цангою 17, що розташована в шпинделі 18, відбувається деформація блоку втулок 46, 45 та 43. Деформація втулок оцінюється датчиком 49, що дає можливість виявити відхилення діаметра прутка 54 від номінального значення. Сигнал від датчика 49 через логічну схема та підсилювач керує

роботою крокового двигуна привода доворота регулювальної гайки, що нагвинчена на трубу затиску.

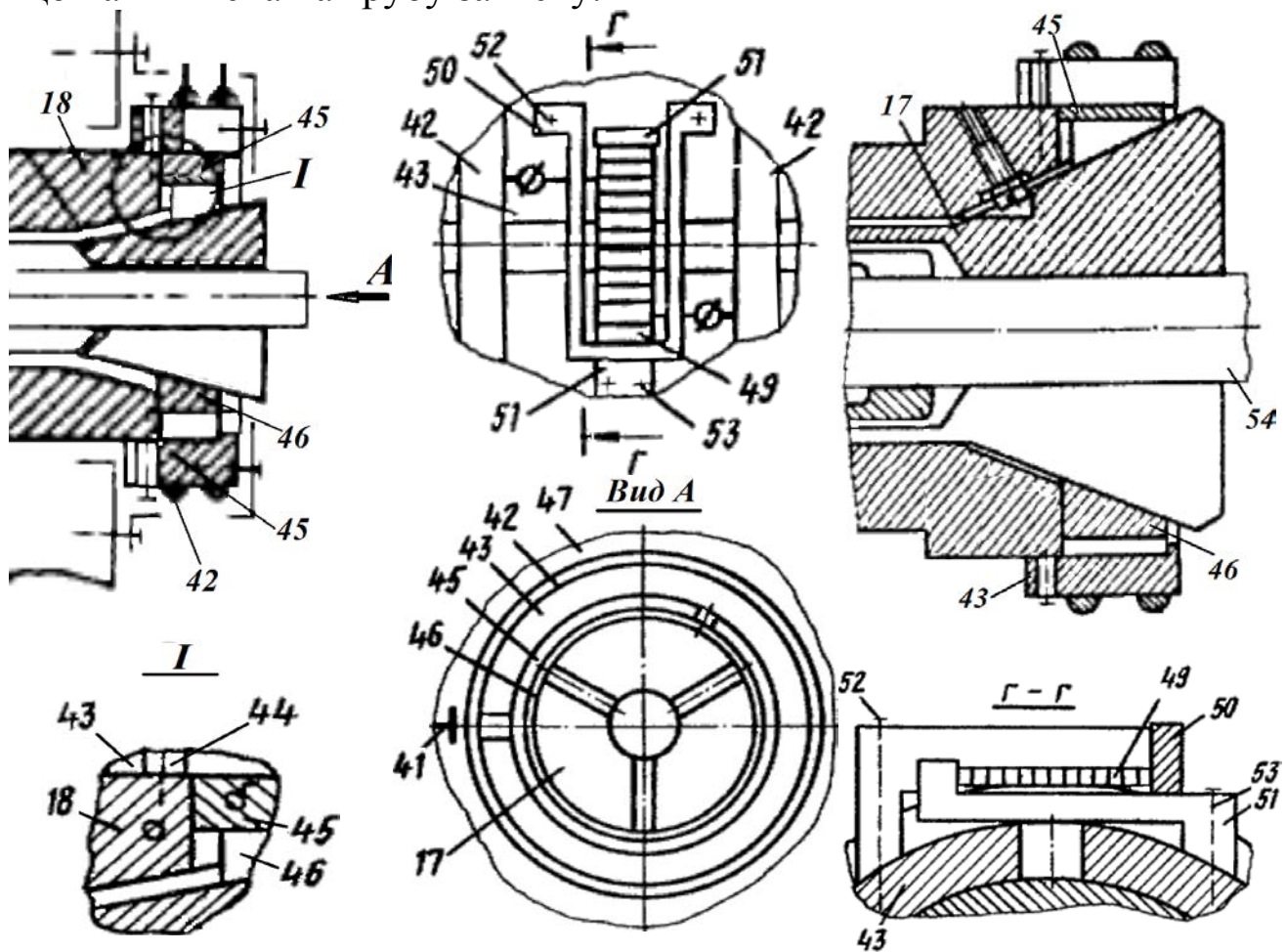


Рис. 2.46. Система автоматичного контролю відхилення діаметра прутка в цанговому затискному патроні за а.с.СРСР №882704 [42]

Пр3 на рис. 2.47 [36] працює наступним чином. Після переміщення повзуна 8 і МЗ 13 вправо відбувається розтиск заготовки а пружини 37 відштовхують втулку 15 та вивільняють диски фрикційної муфти 36. Разом з тим конус 30, що знаходиться на МЗ 13 входить в контакт з фланцем 31, що призводить до гальмування та зупинки шпинделя 21 із зусиллям, що розвивається тарільчатими пружинами 33. Повзун подачі 9 пересувається вправо та пружиною 24 штовхає шестерню 22 та здійснює подачу прутка через трубу 38. Електричний вимірювальний пристрій (на рис. не показано) фіксує відхилення діаметра прутка від номінального значення та через логічну схему зворотного зв'язку передає інформацію на кроковий двигун привода доворота. В залежності від відхилення діаметра оброблюваного прутка від номінального значення

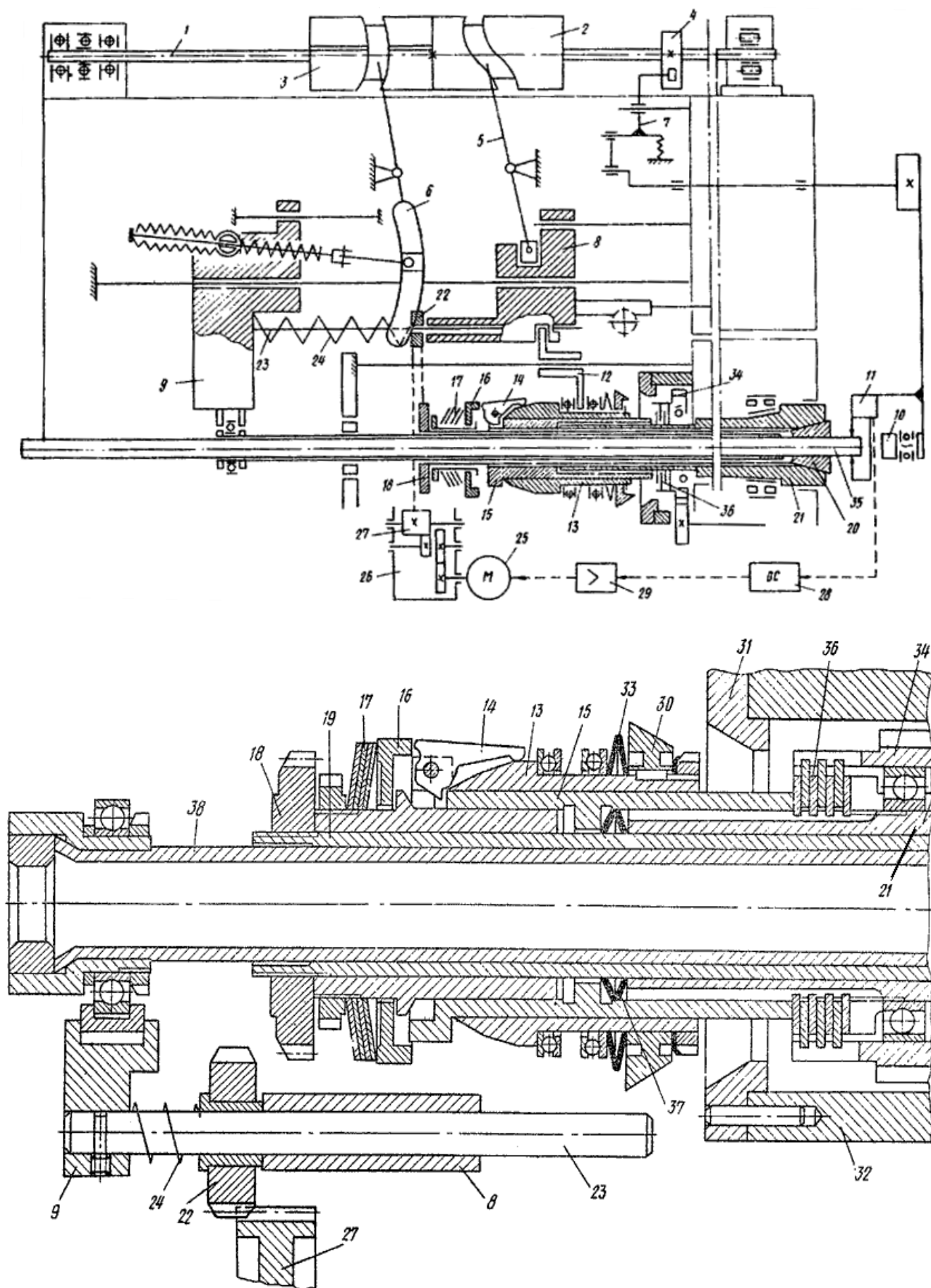


Рис. 2.47. ЗМ з автоматичним регулюванням гайки на трубі затиску
за а.с.СРСР №657917 [36]

відбувається регулювання положення ЗЕ шляхом осьового переміщення труби затиску 19, що забезпечується за рахунок догвинчування або відгвинчування розташованої на ній шестерні-гайки 18, що отримує обертальний рух від шестерні 27 з якою вона кінематично пов'язана через шестерню 22.

Під час затиску, внаслідок пересування МЗ 13 вліво і взаємодії останньої з довгим плечем важеля 14, гайка-шестерня 18 також отримує осьове переміщення від короткого плеча важеля 14 через стакан 16 та пружну ланку в основі якої становить пакет тарільчатих пружин 17. Повзун 8 пересувається вліво чим виводить із зачеплення шестерню 22 та стискає пружину 24. Гальмівний конус 30 виходить з контакту з конічним фланцем 31, а втулка 15 стискає диски муфти 36 і шпindel 21 починає обертатися. Під час обробки повзун подачі 9 з трубою подачі 38 знаходяться в крайньому лівому положенні.

Аналогічну до конструкції попереднього ПрЗ на рис. 2.47 має ПрЗ за авторським свідоцтвом [41] рис. 2.48. Різницю становить спосіб оцінки відхилення діаметра поверхні, що затискається. Також у ПрЗ [41] на відміну від попереднього (рис. 2.47) не містить фрикційну муфту та гальмівний механізм у вигляді конічних фрикційних поверхонь.

Робота даного механізму відбувається наступним чином. Повзун затиску 8 рухається вправо, що забезпечує розтиск прутка 32. Потім повзун подачі 9 переміщується вправо, пружиною 23 переміщується шестерня 21 та одночасно здійснюється подача прутка 32 трубою 30 з цангою 31 до упора 10. Упором 34 впливають на кінцевий вимикач 37, яким включають двигун 38 (електромагнітний якір 38) привода вимірювального пристрою 27. Останнім фіксують відхилення діаметра від номінала та через логічну схему зворотнього зв'язку 28 та підсилювач 29 передають інформацію на виконавчий двигун 24 привода довороту, яким через редуктор 25 (якщо підпружинену шестерню 21 не ввели першопочатково в зачеплення з гайкою 17, то вводять з початку процесу докручування або відкручування) докручують або відкручують гайку-шестерню 17 в процесі зміни діаметра прутка 32 упором 33 діють на встановлений на рейці 42 кінцевий вимикач 36, що спричиняє зупинку двигуна 38 (електромагнітного якоря 38), а потім і його реверс. Після упора прутка 32 в упор 10 та роботи привода докручування повзун затиску 8 рухається вліво, відбувається затиск прутка 32 цангою 19, а також одночасно рухають шестерню 21 і стискають пружини 23.

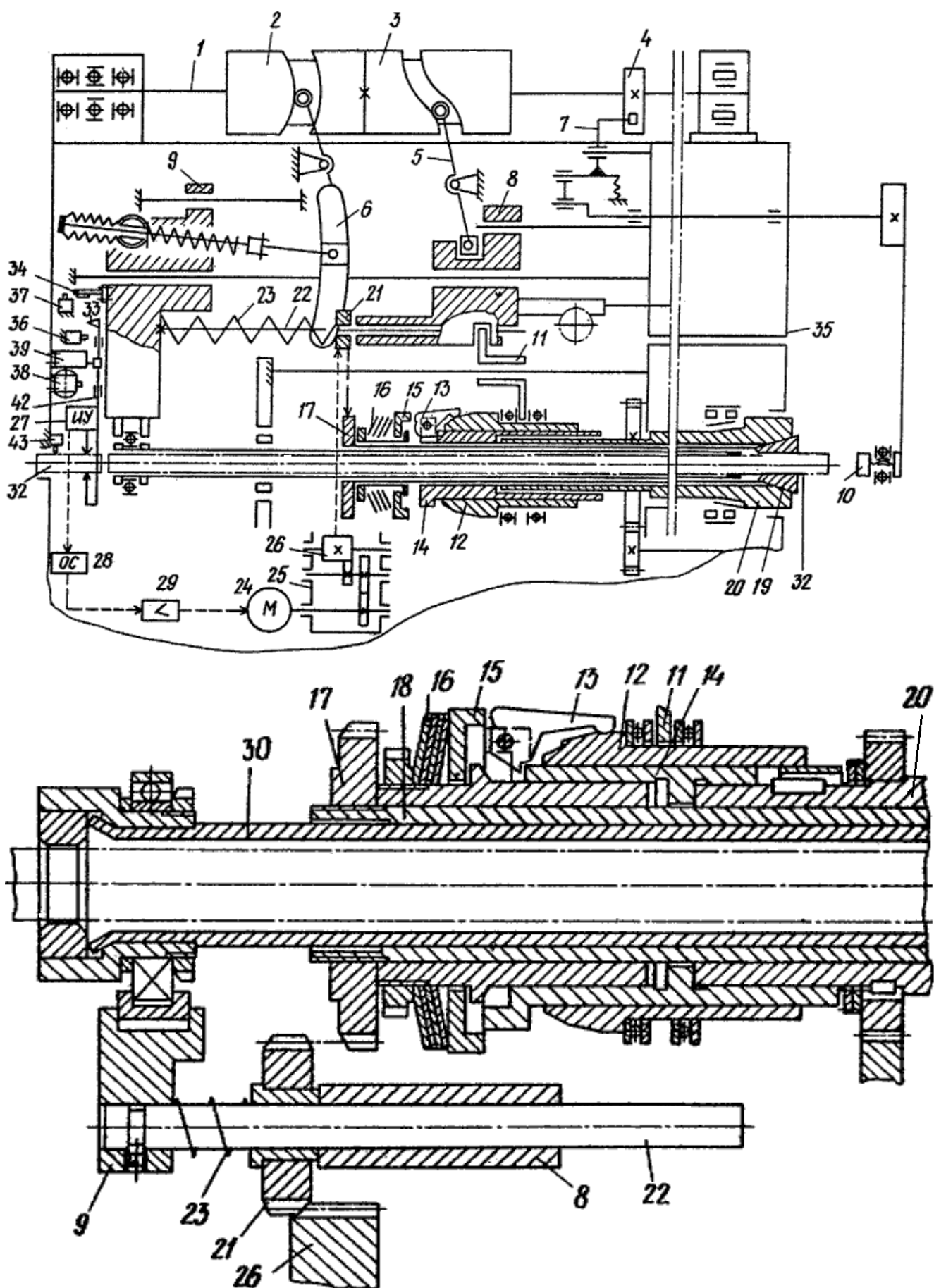
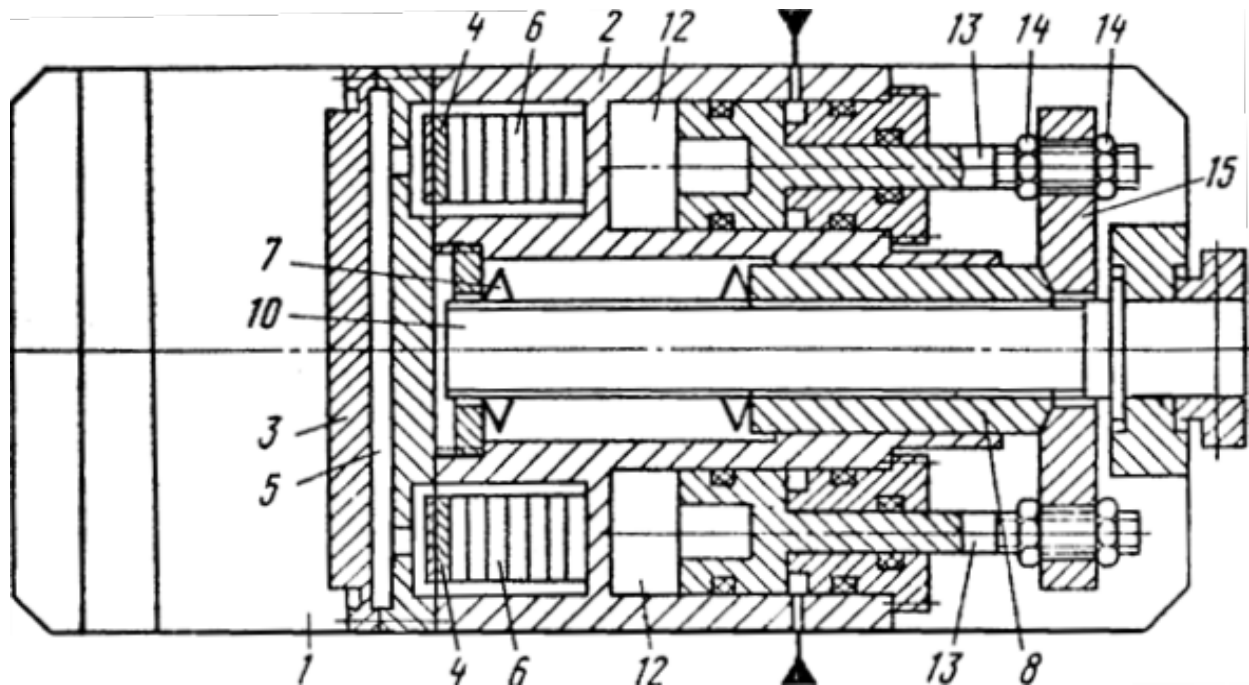


Рис. 2.48. ЗМ з автоматичним регулюванням гайки на трубі затиску
за а.с.СРСР №872038 [41]

Шестерня 21 виходить із зачеплення з гайкою шестернею 17. Шестерню 21 підпружинюють до тих пір, поки не відбудеться процес набору прутка 32. Повзун затиску 8, повзун подачі 9, труба подачі 30 з цангою 31 відсовується в крайнє ліве положення, де і залишається протягом процесу обробки деталі. При цьому встановленим на повзуні 9 упором 34 діють на кінцевий вимикач 37 і здійснюють вимикання двигуна 38 з відведеним вимірювальним пристроєм 27 у вихідне положення. Сигналом до чергової заправки прутка 34 в трубу 30 зупиненого шпинделя, а також відключення привода докручування є звільнення прутком кінцевого вимикача 43 (коли в направляючій трубі верстата прутки відсутні), для чого в електричний ланцюг керування приводом докручування вводять блокування шляхом використання проміжного реле.

ПрЗ на рис. 2.49 [24] має наступну конструкцію. На основі 1 встановлена каретка 2 з рухомою відносно неї губкою 3, що виконує роль ЗЕ і разом з вхідними мембранами 4 утворює гідравлічний мультиплікатор. На основі 1 також розташований підпружинений фіксатор та гвинт 10 з набором тарільчатих пружин 7, гайкою 8 та планкою 15.



*Рис. 2.49. ПрЗ з гідравлічним мультиплікатором
за а.с.СРСР №1646778 [24]*

Привод пересування каретки 2 виконано у вигляді розташованих у ній гідроциліндрів 12, штоки 13 яких зв'язані з планкою 15 з

можливістю налагоджувального переміщення. Кожна вхідна мембрана 4 мультіплікатора з'єднана з відповідним пезопакетом. Перед закріпленням деталі робоча рідина подається до штокових порожнини гідроциліндрів 12. При цьому рухома губка 3 пересувається вправо. Після розташування деталі в ЗМ створення тиску робочої рідини припиняється і під дією пакета тарільчатих пружин 7 відбувається закріплення деталі. Корекція зусилля затиску здійснюється шляхом зміни лінійних розмірів пезопакетів 6.

Губка 3 разом з вхідними мембранами 4 утворює геометричну, заповнену рідиною, порожнину 5 гідравлічного мультіплікатора. У жорсткі центри мембран 4 впираються розташовані в каретці 2 пезопакети 6 пезопроводів. В каретці 2 розташований пакет тарільчатих пружин 7, який однією торцевою поверхнею опирається в каретку, а іншою – в торець рухомої у напрямку руху каретки та зафіксованої від обертання з допомогою штифтів 9 гайки 8.

Гвинт 10 із заглибленням розташований на основі 1 та зафіксований від самовільного обертання з допомогою пружного фіксатора 11. Привод переміщення каретки 2 виконано у вигляді розташованих в каретці 2 симетрично відносно гвинта 10 одноштокових гідроциліндрів 12, підведення тиску до яких здійснюється в штокові порожнини. Штоки 13 гідроциліндрів 12 з'єднані з можливістю регулювання ходу з допомогою штопорних гайок 14 з планкою 15, що опирається на інший торець гайки 8. Одна з пезокерамічних пластин кожного із пезопакетів 6 використовується в якості датчика зусилля затиску.

Пр3 на рис. 2.49 [24] працює наступним чином. Розтиск заготовки відбувається при подачі рідини під тиском в штокові порожнини гідроциліндрів 12. При цьому каретка 2 зміщується вправо за рахунок відштовхування від нерухомих поршнів штоки 13 яких зв'язані з планкою 15, що опирається на нерухому на гвинті 10 гайку 8. Гвинт 10 залишається нерухомим, оскільки він є зафіксованим на основі 1. Під час руху вправо каретка 2 стискає пакет тарільчатих пружин 7. Після припинення подачі робочого середовища під тиском до штокових порожнин поршнів каретка 2 рухається вліво до упора в деталь, що затискається (на кресленні не показано). Рухоме зенання губки 3 з кареткою 2 забезпечує більш якісне прилягання до поверхні, що затискається.

Завдяки наявності замкнутої гідравлічної порожнини 5 у якій під час затиску деталі створюється тиск забезпечується рівномірне

притискання рухомої губки 3 до поверхні деталі, що затискається. Тиск рідини в порожнині 5 мультиплікатора діє також на жорсткі центра вихідних мембран 4 мультиплікатора, а через них на пьезокерамічні датчики зусилля затиску в якості яких використовуються по одній з пластин пьезопакетів 6. Якщо зусилля затиску не відповідає попередньо запрограмованому, тоді до пьезопакетів 6 підводиться корегуючий сигнал постійного струму. Внаслідок зворотнього пьезоелектричного ефекту пьезопакети 6 або розтягуються або стискаються. При цьому змінюється об'єм внутрішньої порожнини 5 мультиплікатора та тиск в ній. Як наслідок зусилля затиску приводиться у відповідність заданому та підтримується незмінним протягом всього процесу обробки деталі.

У самоналагоджувальному ПрЗ (рис. 2.50) [3] введена пружна ланка 4, що регулює силу затиску за рахунок зміни її жорсткості, особливо при обробці тонкостінних, крихких заготовок. Регулювання сили затиску положенням цанги відбувається вручну поворотом регулювальної гайки 17. При цьому ролики 1 важелів змінюють жорсткість пружної ланки 4 і, як наслідок, всієї системи.

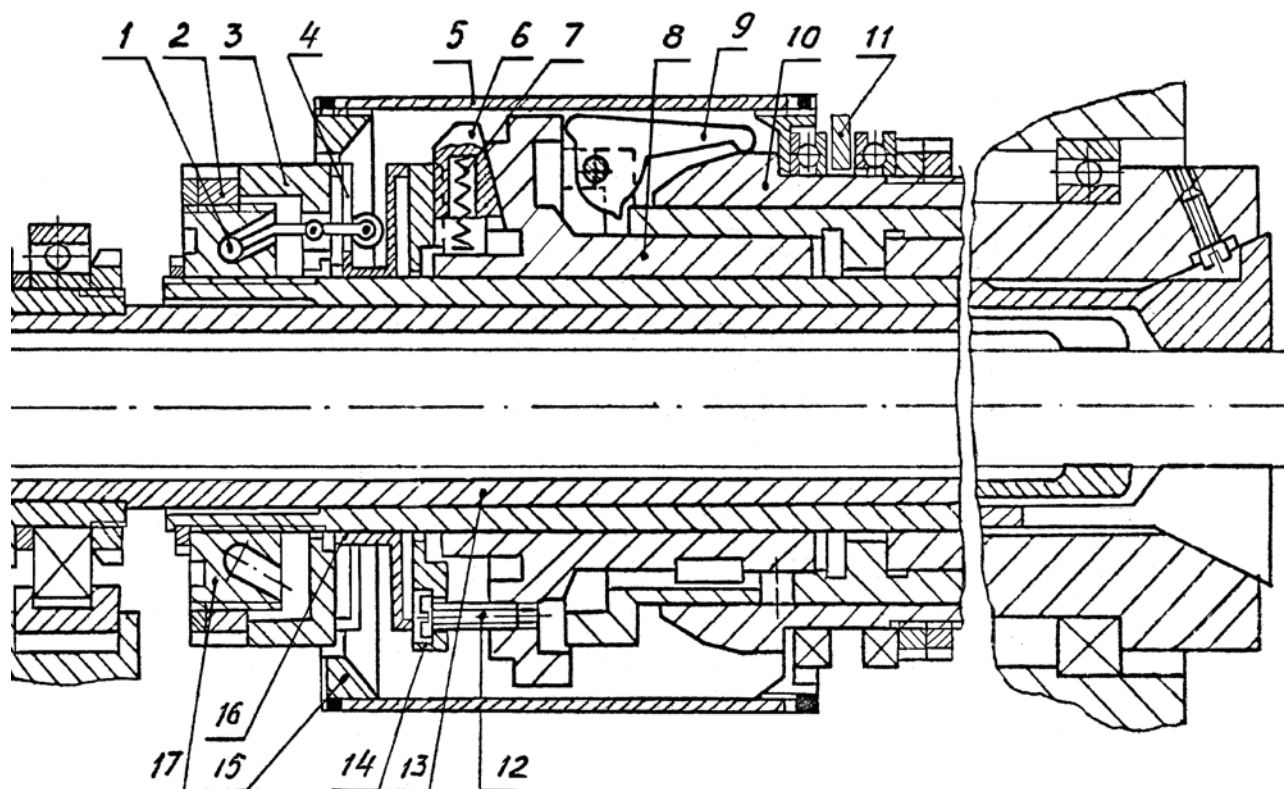


Рис. 2.50. СПрЗ з геометричним замиканням та регулюванням жорсткості ПСМ [3]

2.8. Електромеханічні затискні механізми

ЗМ (рис. 2.51) [25] містить корпус 1, в який встановлені кулачки 2 з можливістю радіального переміщення та кріплення до них зйомних кулачків 3. Кулачки 2 знаходяться в Т-подібних пазах та оснащені різьбовою поверхнею, що має можливість силової взаємодії з відповідною різьбовою поверхнею гвинтів 4. Гвинти 4 мають кільцеві виточки, в які входять виступи балок 5. Протилежні кінці балок жорстко закріплені в патроні з допомогою гвинтів 6. Балки біметалічні складаються з двох частин, що з'єднані дифузійним зварюванням, одна з яких виконана з магнітострикційного матеріалу, наприклад, нікелю. Балки знаходяться всередині електромагнітних котушок 7, виводи яких проходять всередині корпусу ЗМ та шпинделя до струмозйомника 8, що встановлюється із зворотної сторони шпинделя (на кресленні не показано).

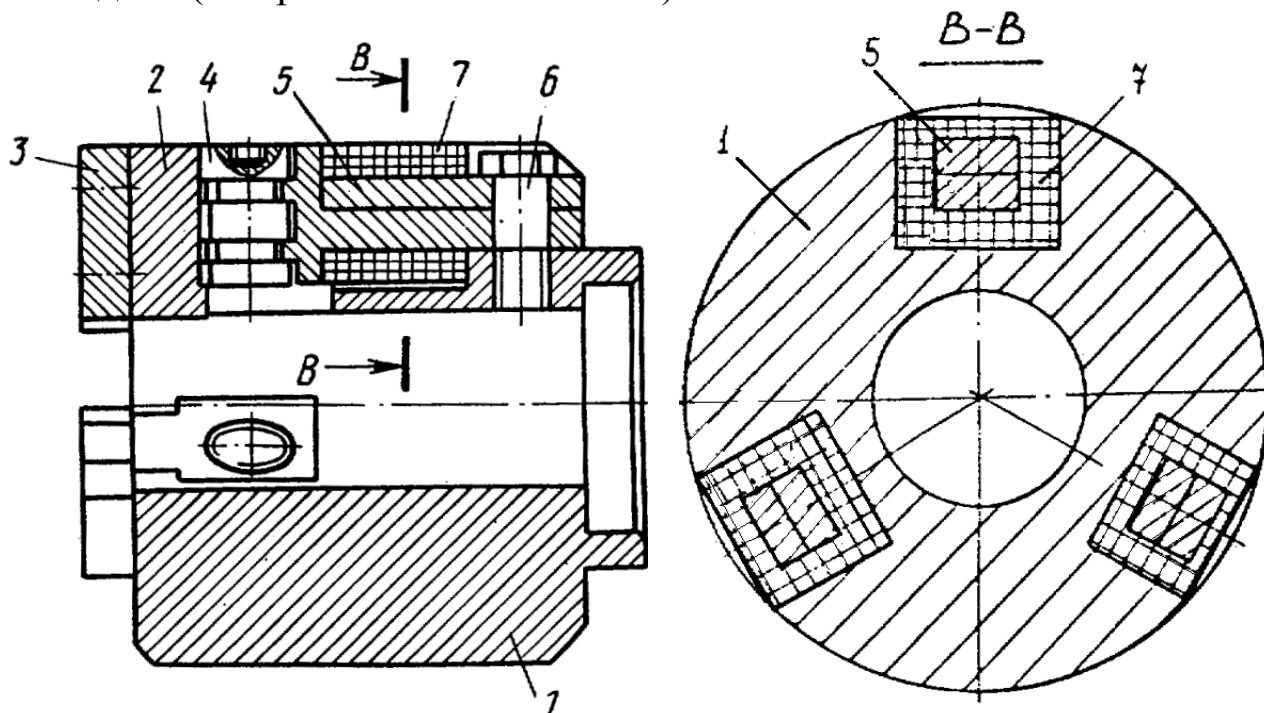


Рис. 2.51. Затискний патрон з вбудованим електромеханічним приводом за а.с. СРСР №1734961 [25]

Робота даного механізму відбувається наступним чином. Гвинтами 4 попередньо встановлюють положення кулачків 2 та 3 з мінімальним зазором відносно поверхні, що затискається. При подачі струму в електромагнітні котушки 7 біметалічні балки 5 вигинаються, переміщують гвинт 4 та кулачки 2 в радіальному напрямку, що призводить до затиску заготовки. Змінюючи параметри струму, що подається до котушок 7 можна регулювати зусилля затиску. При

зміні параметрів струму котушок 7 окремо в кожній виникає різний прогин кожної з балок 5 і, як наслідок, зміщення центра заготовки відносно початкового положення.

Існує ряд ПрЗ з фрикційним замиканням силового контуру, у яких в якості вхідної механічної енергії використовується обертальний рух. Використання обертального руху є найбільш характерним для електромеханічних ПрЗ (ЕМПрЗ). Конструкція найбільш простого ЕМПрЗ може складатися з передачі типу «гвинт гайка», що забезпечує достатньо велике вихідне осьове зусилля та загальмовування ведучої ланки за рахунок сил тертя у різьбовому з'єднанні.

ЗМ (рис. 2.52) [28] містить ЕМПрЗ, що складається з двохстороннього моментного асинхронного електродвигуна 1, що встановлений з допомогою перехідної фланцевої втулки 2 на задній стінці шпиндельної бабки 3 токарного станка. Корпус 4 та статор 5 нерухомі, що дозволяє підводити електричний струм до електродвигуна без застосування спеціальних струмопровідних пристроїв.

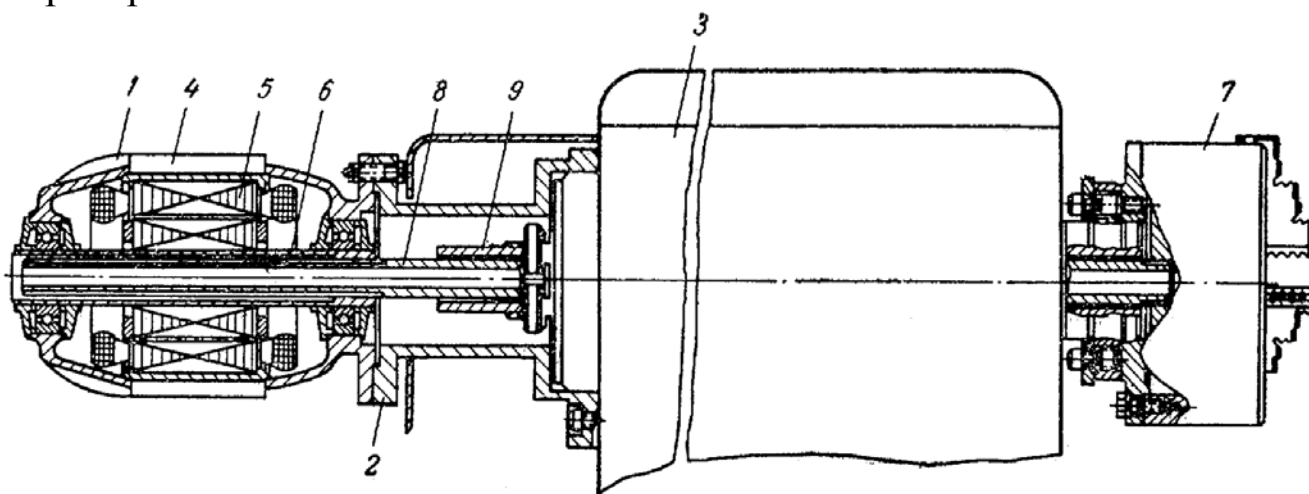


Рис. 2.52. ЗМ токарного верстата з електродвигуном в ПрЗ
за а.с. СРСР №201877 [28]

Порожнистий вал 6 електродвигуна з'єднується із ЗП 7 з допомогою труби затиску 8, що проходить через шпиндель 9. Кінці труби 8 оснащені шліцевою поверхнею. Даний ЕМПрЗ працює лише при затиску та розтиску деталі. Затиск деталі відбувається при зупиненому та загальмованому шпинделі. Обертальний рух від електродвигуна 1 через трубу 8 передається до механізованого ЗП 7. Гальмівний момент на шпинделі повинен бути більшим, ніж крутний момент електродвигуна 1 для того щоб не відбулося провертання

шпинделя та патрона з деталлю після її затиску. Під час обертання шпинделя 9 обертаються також ротор електродвигуна 1 та його вал 6, труба затиску 8, патрон 7. Регулювання сили затиску здійснюється як зміна кінетичної енергії обертових мас, шляхом зміни швидкості обертання ротора так і зміни крутного моменту електродвигуна. Через відносно великий приведений маховий момент, і як наслідок, значну кінетичну енергію обертових мас зміна крутного моменту електродвигуна при обертанні ротора з максимальним числом обертів практично не впливає на силу затиску. Тому, затиск деталі за найбільшим зусиллям забезпечується при максимальній швидкості обертання електродвигуна та номінальному крутному моменті. На максимальній швидкості крутний момент не регулюється. Моментний електродвигун 1 може знаходитися тривалий час під напругою при зупиненому роторі.

Конструкція ЕМПрЗ (рис. 2.53) [34] містить наступні елементи. В корпусі 1, що з'єднаний з корпусом 2 встроєного електродвигуна 3 та монтажним фланцем 4 встановлено планетарний редуктор, що містить центральне колесо 5, що жорстко закріплене на валу 6 електродвигуна 3, водило 7, встановлене на підшипниках 8, і вісь обертання якого співпадає з віссю колеса 5, сателіти 9, встановлені на водилі 7 та знаходяться в зачепленні з колесом 5 та двома зубчатими колесами, одне з яких виконане у вигляді вала-шестерні 10 з внутрішніми шліцами 11, що встановлено на підшипниках 12 та 13, і є вихідною ланкою привода. Інше зубчате колесо виконано у вигляді рухомої напівмуфти 14 з кулачками 15 та встановлено в корпусі 1 так, що має можливість обертатися та пересуватися в здовж своєї осі. В корпусі 1 жорстко закріплена напівмуфта 16 з секторними пазами 17, яка є також підшипниковим щитом електродвигуна 3. Напівмуфти 14 та 16 підтиснуті одна до одної пружинами 18 малої жорсткості через штовхачі 19. Зусилля пружини 18 регулюється гайками 20 через натискне кільце 21. За рахунок різних кутів нахилу α та β робочих поверхонь кулачків 15 та пазів 17 напівмуфт забезпечується різний крутний момент на вихідній ланці при прямому та зворотному обертанні. На циліндричній частині іншого підшипникового щита 22 електродвигуна 3 встановлені струмопровідні кільця 23, підключені до статорних обмоток. Електроенергія підводиться від зовнішньої мережі через щітки 24. Між півмуфтами розташований сигналізатор досягнення на вихідній ланці заданого крутного моменту, що виконаний у вигляді диска 25 з секторними виступами 26 на його

периферійній поверхні. Виступи 26 диска розташовані у відповідних секторних пазах 17 напівмуфти 16 з можливістю осьового переміщення при осьовому переміщенні рухомої напівмуфти 14.

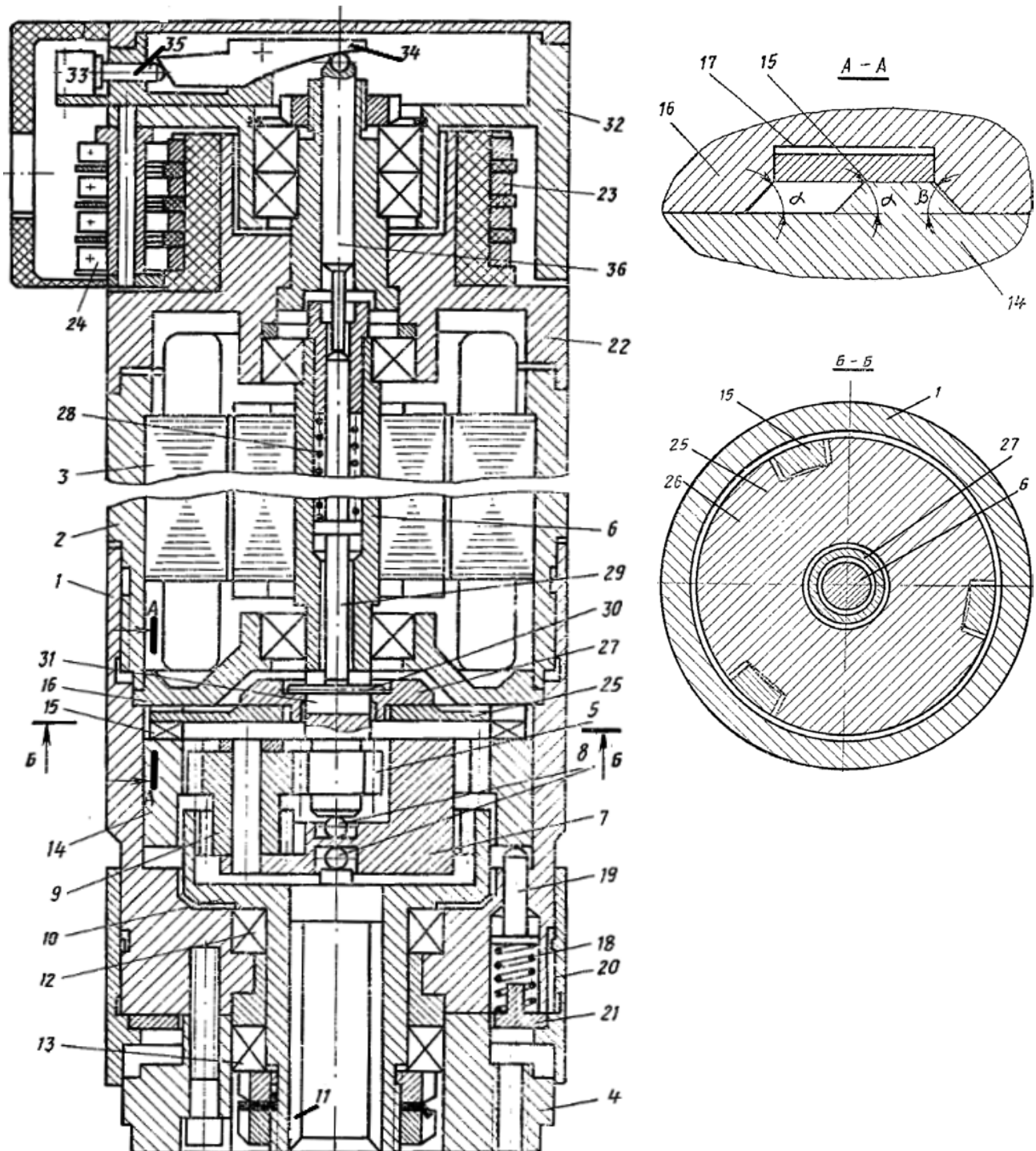


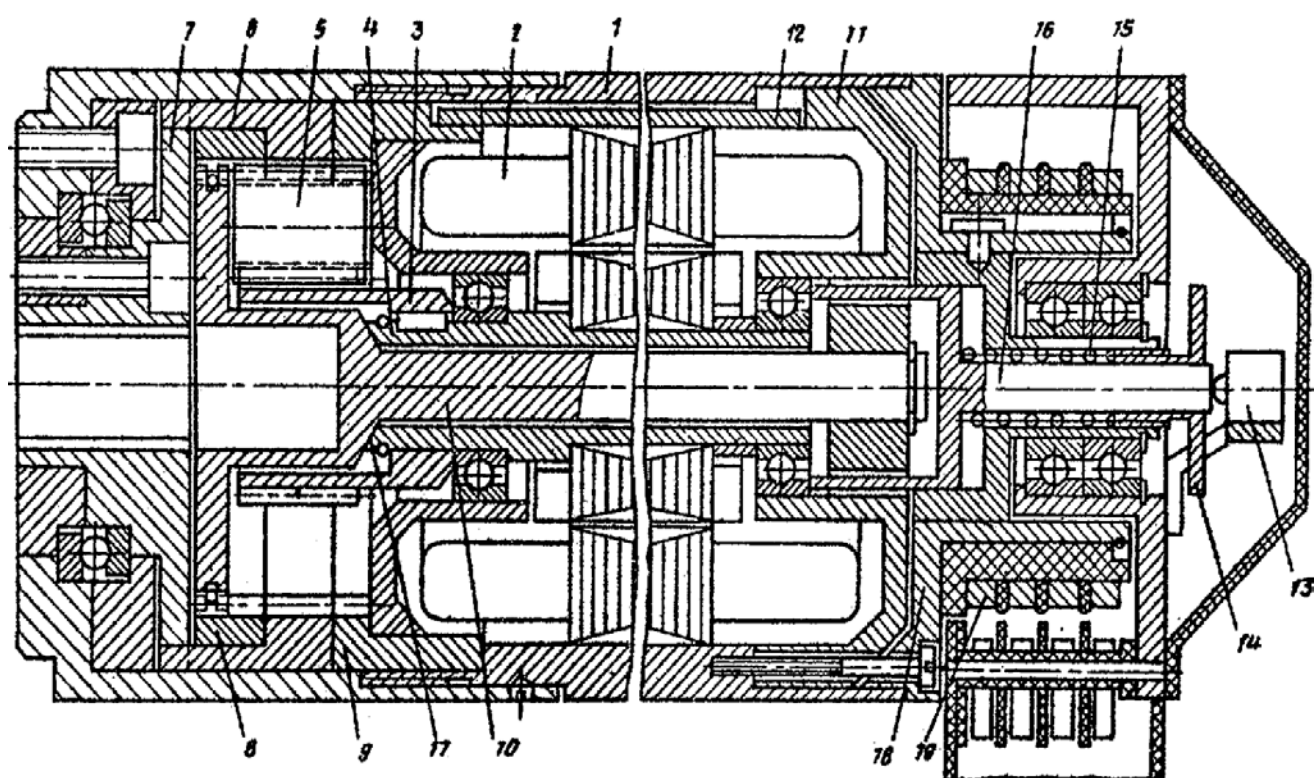
Рис. 2.53. ЗМ з вбудованим електродвигуном
за а.с. СРСР №562388 [34]

Гальмівний механізм ротора двигуна виконано у вигляді пари фрикційних дисків, один з яких – диск 25, а інший гальмівний 27 зафіксований від провороту на валу 6 двигуна 3 відносно останнього,

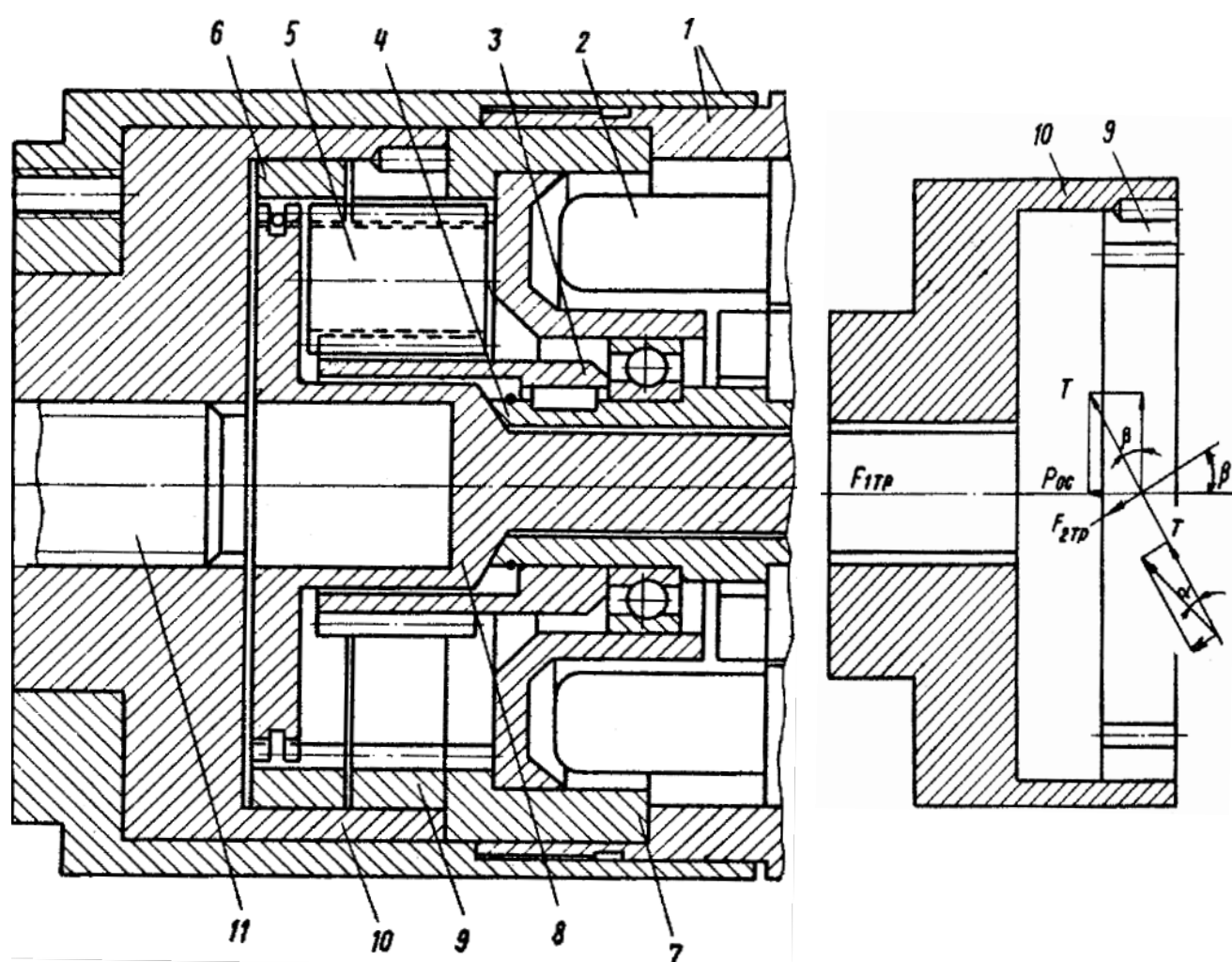
може переміщатися вздовж осі та притиснутий до першого пружиною 28 через штовхач 29 та штифт 30, що встановлений на пазі 31 вала 6. Пружина 28 встановлена у отворі вала 6 та виконує одночасно роль зворотної пружини пристрою вимкнення двигуна 3. В корпусі 32 струмопровода, що обертається встановлено кінцевий вимикач 33, двохплечий важіль 34, що опирається одним плечем у штифт-кнопку 35 кінцевого вимикача 33, а іншим – в штовхач 36, що контактує з штовхачем 29.

У початковий момент після увімкнення ПрЗ напівмуфта 14 знаходиться в нерухомому стані та обертання вала 6 двигуна 3 через центральне колесо 5 та сателіти 9 передається на вал-шестерню 10. При досягненні заданої величини крутного моменту та валі-шестерні 10, що відповідає необхідному зусиллю затиску, він зупиняється, а напівмуфта 14 починає обертатися та за рахунок кутів нахилу робочих поверхонь кулачків 15, долаючи протидію пружини 18, переміщається вздовж осі. На цю ж величину під дією пружини 28 переміщається диск 25, що зв'язаний через гальмівний диск 27, штифт 30, штовхач 29, стежень 36 та двоплечий важіль 34 з штифтом-кнопкою 35 кінцевого вимикача 33, що викликає спрацювання останнього та вимкнення ПрЗ. Постійне підтиснення диска 27 до диска 25 забезпечує необхідний гальмівний момент, що перешкоджає розкручуванню вала 6 двигуна 3, наприклад, при пусках та зупинках верстата.

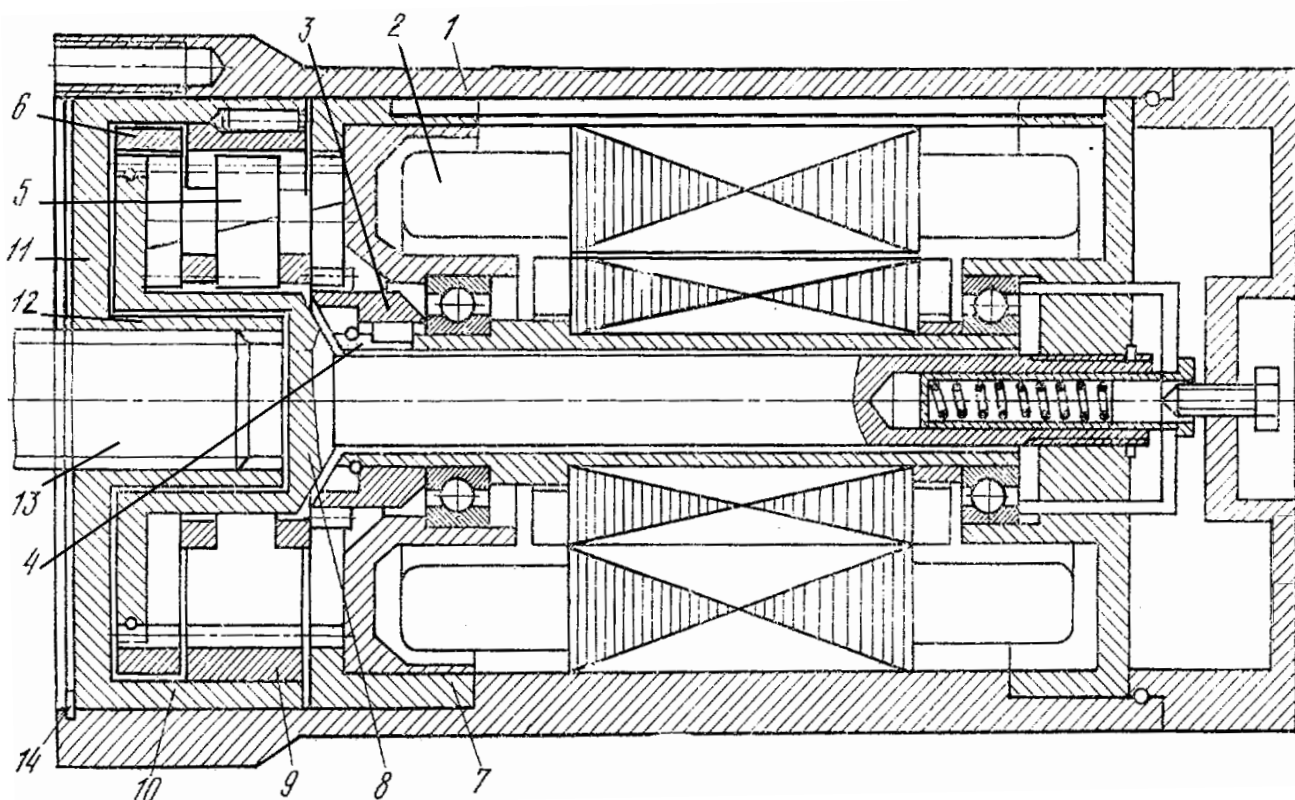
ЗМ (рис. 2.54, а) [37] містить ЕМПрЗ, в корпусі 1 якого розташовані електродвигун 2, планетарний редуктор з косозубими колесами і центральним колесом 3 зовнішнього зачеплення, що жорстко закріплене на валу 4 електродвигуна 2, сателіти 5, рухоме центральне колесо 6 внутрішнього зачеплення, що з'єднане з ведомим валом 7, нерухомі центральні колеса 8 та 9 внутрішнього зачеплення, що з'єднані між собою (з метою вирівнювання навантаження між ними) з допомогою торсіона 10, фланця 11 та упорного важіля 12. Між валом 4 двигуна та кінцевим вимикачем 13 розташовано регулятор затискного моменту, що складається з гайки 14, пружини 15, штовхача 16, який одним торцем упирається через отвір, що виконано у фланці 11, в зовнішнє кільце підшипника вала 4, а протилежним – в кінцевий вимикач 13. За рахунок пружини 15 вал 4 двигуна 2 своїм конічним торцем підтиснутий до нерухомої конічної поверхні торсіона 10, утворюючи гальмівний пристрій 17. Корпус 18 струмозйомника 19 жорстко зв'язаний з корпусом 1.



a)



b)



в)

Рис. 2.54. ЕМПрЗ з планетарним редуктором за а.с. СРСР №837588 [37] (а), №850318 [38] (б), №963710 (в) [45]

Робота ЕПрЗ пристрою здійснюється наступним чином. У початковий момент після увімкнення ПрЗ обертання вала 4 електродвигуна 2 через центральне колесо 3 зовнішнього зачеплення та сателіти 5 передається на рухоме центральне колесо 6 зовнішнього зачеплення та через нього – на ведомий вал 7. При досягненні заданої величини затискного моменту вал 4 двигуна за рахунок осьової складової, що діє з сторони сателіта 5 на центральне колесо 3 та стискає пружину 15, плавно пересувається в осьовому напрямку. При цьому гальмівний механізм 17 розмикається, оскільки між його конічними поверхнями утворюється зазор. При подальшому збільшенні затискного моменту штовхач 16 наїжджає на кінцевий вимикач 13 та розмикає електричний ланцюг керування електродвигуном 2. Відбувається затиску деталі. Після цього вал 4 під дією пружини 15 вертається в початкове положення, що призводить до увімкнення гальмівного пристрою 17.

Електромеханічний ЗМ (рис. 2.54, б) [38] містить розташовані в корпусі 1 електродвигун 2, планетарний редуктор, що включає в себе центральне колесо 3, що жорстко закріплене на валу 4

електродвигуна 2, сателіти 5, нерухомі центральні колеса 6 та 7 внутрішнього зачеплення, що з'єднані між собою з допомогою торсіона 8, що розташований в отворі вала 4, рухоме центральне колесо 9 внутрішнього зачеплення, що з'єднане з вихідною ланкою 10, що має шліцевий отвір та опирається з однієї сторони в торець фланця корпусу 1, а з іншої – через нерухоме колесо 7 внутрішнього зачеплення, також в торець корпусу 1. Штрівель 11 розташований у шліцевому отворі вихідної ланки 10. Пристрій працює наступним чином. При увімкненні електродвигуна 2 обертання вала 4 через центральне колесо 3 зовнішнього зачеплення та сателіти 5 передається на рухоме зубчасте колесо 9 внутрішнього зачеплення, що з'єднане з вихідною ланкою 10, що має шліцевий отвір. Штрівель 11, вкручується в інструмент (на рис. не показано), пересувається від затискного пристрою. Для того, щоб осьова опора вихідної ланки 10 була розвантажена від осьової сили, необхідно, щоб сила тертя F_{1TP} , що діє на вихідну ланку 10 зі сторони штрівеля 11, врівноважувалася сумою осьової складової P_{OC} сили нормального тиску T у зачепленні ведомого колеса 9 з сателітом 5 та осьовою складовою сили тертя $F_{2TP} \cdot \cos \alpha_{tw}$ у зубчатому зачепленні, що виникає при переміщенні вихідної ланки 10 під дією сили F_{1TP} . При цьому сили P_{OC} , F_{1TP} та F_{2TP} визначаються із спеціальних залежностей як функції від M – крутного моменту на вихідній ланці 10. Завдяки виконанню косозубих коліс редуктора з кутом нахилу, що визначається із спеціальних залежностей, відбувається врівноваження осьових сил, що діють на вхідну ланку пристрою, що дозволяє спростити його конструкцію виконуючи осьову опору вихідної ланки у вигляді двох торцевих поверхонь корпусу.

На рис. 2.54, в [45] представлено електромеханічний пристрій для затиску деталей у процесі їх механічної обробки. В корпусі 1, що виконано у вигляді монолітної циліндричної труби з приєднувальним фланцем розташовані електродвигун 2, планетарний редуктор, що включає в себе центральне колесо 3 зовнішнього зачеплення, що жорстко закріплене на валу 4 електродвигуна 2, сателіти 5, нерухомі центральні колеса 6 та 7 внутрішнього зачеплення, що з'єднані між собою з метою вирівнювання навантаження з допомогою торсіона 8, що розташований в отворі вала 4, рухоме центральне колесо 9 внутрішнього зачеплення, що з'єднане з вихідною ланкою 10 та має фланець 11 і ступицю 12 з шліцевим отвором в якому розташовано

штрівель 13. Вихідна ланка 10 зафіксована в корпусі 1 з однієї сторони пружним кільцем 14, а з іншої сторони нерухомим центральним колесом. ЕМПрЗ працює наступним чином. При включенні електродвигуна 2 обертання вала 4 через центральне колесо 3 та сателіти 5 передається на рухоме зубчате колесо 9 внутрішнього зачеплення, що з'єднане з вихідною ланкою 10 та має шліцевий отвір. При цьому штрівель 13, вкручується в інструмент (на кресленні не показано) переміщується від пристрою, а сила тертя, що діє на вихідну ланку з сторони штрівеля 13 врівноважується силою, що діє з сторони рухомого косозубого зубчатого колеса 9 внутрішнього зачеплення.

Пристрій для затиску заготовок містить ПрЗ (рис. 2.55) [7], що працює наступним чином. До початку обертання шпинделя 1 вмикається тягнучі електромагніти 16, що з'єднані через струмознімач 11 та мідних кілець 13 електричним ланцюгом з системою керування верстата і впливають через шайбу 17, що зв'язана з сердечниками електромагнітів, на центральну клинову втулку 5. Втулка 5 пересувається вліво долаючи протидію пружини 6 та взаємодіє з трьома повзунами 7, що переміщаються в радіальних пазах корпусу 3 і здійснюють через закріплені на них накладні кулачки 10 попередній затиск заготовки 30. При вмиканні обертання шпинделя 1 і в міру збільшення числа обертів повноцінний затиск заготовки 30 проходить від зусилля, що створюється відцентровими силами двох вантажів 23, що діють на клинову втулку 5 через важелі 18. Клинова втулка 5 з клиновими скосами взаємодіє з виконаними під кутом 10° клиновими скосами повзунів 7, що забезпечує збільшення сили затиску при відносно невеликому вхідному зусиллі. Велика сила затиску і можливість самогальмування кулачків 10 забезпечує надійну фіксацію заготовки 30. Для затиску заготовок 30 різної жорсткості при різних режимах різання передбачено регулювання зусилля затиску. Регулювання здійснюється обертанням однієї з двох шестерень 26 зубчатої передачі з внутрішнім зачепленням 25. Оскільки обидві шестерні 26 обертаються синхронно, то пов'язані з ними гвинтовою передачею повзуни 24 переміщаються одночасно в напрямних кронштейнів 20. Тому кінематично зв'язані з повзунами 24 вантажі 23, розташовані на осях важелів 18, також переміщаються в необхідне положення.

При зменшенні частоти обертання зусилля затиску заготовки 30, що створюється відцентровими силами вантажів 23, падає і

припиняється при зупинці шпинделя. Після вимкнення електромагнітів переміщення кулачків 10 для розтиску заготовки 30 здійснюється пружиною 6, яка переміщає клинову втулку 5 вправо відносно основи 2.

Пристрій (рис. 2.56, *a*) [30] містить диск, що закріплений на приводній втулці і є якорем електромагніта, котушка якого встановлена на шпиндельному барабані, причому між котушкою та диском розташована пружина. На передньому кінці шпинделя 1 рухомо встановлена затискна цанга 2, що з'єднана з трубою затиску 3, на яку надіта приводна втулка 4. На протилежному кінці труби нагвинчено диск 5 з захватами, що контактують з торцем стакана 6, що встановлений на приводній втулці. Між буртами втулки та стакана знаходиться пакет тарільчатих пружин 7, які стиснуті гайкою 8. На втулці контргайками 9 закріплено диск 10, що є якорем електромагніта, кільцева котушка 11 якого охоплює втулку та жорстко скріплена кронштейном 12 з шпиндельним барабаном. В корпусі кільцевої котушки та частково між котушкою та диском розташована повертаюча пружина 13. У момент подачі прутка котушка електромагніта без живлення, і пружина відтискає диск 10. При цьому зв'язані з диском приводна втулка, гайка та диск 5, що з'єднаний з трубою, вивільняють цангу від затиску. При ввімкненні електромагніта диск 10 з приводною втулкою притягується до торця кільцевої котушки, стискаючи пружину і, торцем стакана діючи на диск 5, зтягує через трубу цангу в конус шпинделя. При відключення електромагніта пружина, під час розтиску переміщає диск 10 з приводною втулкою, і гайка передає зусилля через стакан на захвати диска 5. Переміщення диска 5 та труби вивільняє цангу від затиску. Для більш точного регулювання зусилля затиску прутка кріплення диска 10 на рухомій втулці здійснюють на різі з допомогою контрогайок, регулюючи зазор між диском та кільцевою котушкою електромагніта, тим самим змінюючи зусилля затиску прутка.

Патрон містить оправку 1 з конусним хвостовиком, цангу 2, конічну втулку 3, нерухомо встановлений електромагніт 4 з підпружиненим пружинами 5 якорем 6, що має шліци 7 на внутрішній поверхні, стакан 8, що встановлений на оправці 1 з можливістю відносного обертання до основи якого прикріплена цанга 2, а на зовнішній поверхні виконані шліци 9, що входять в зачеплення з шліцами 10 конічної втулки 3, що виконані на внутрішній поверхні та впираються торцевою поверхнею в передній

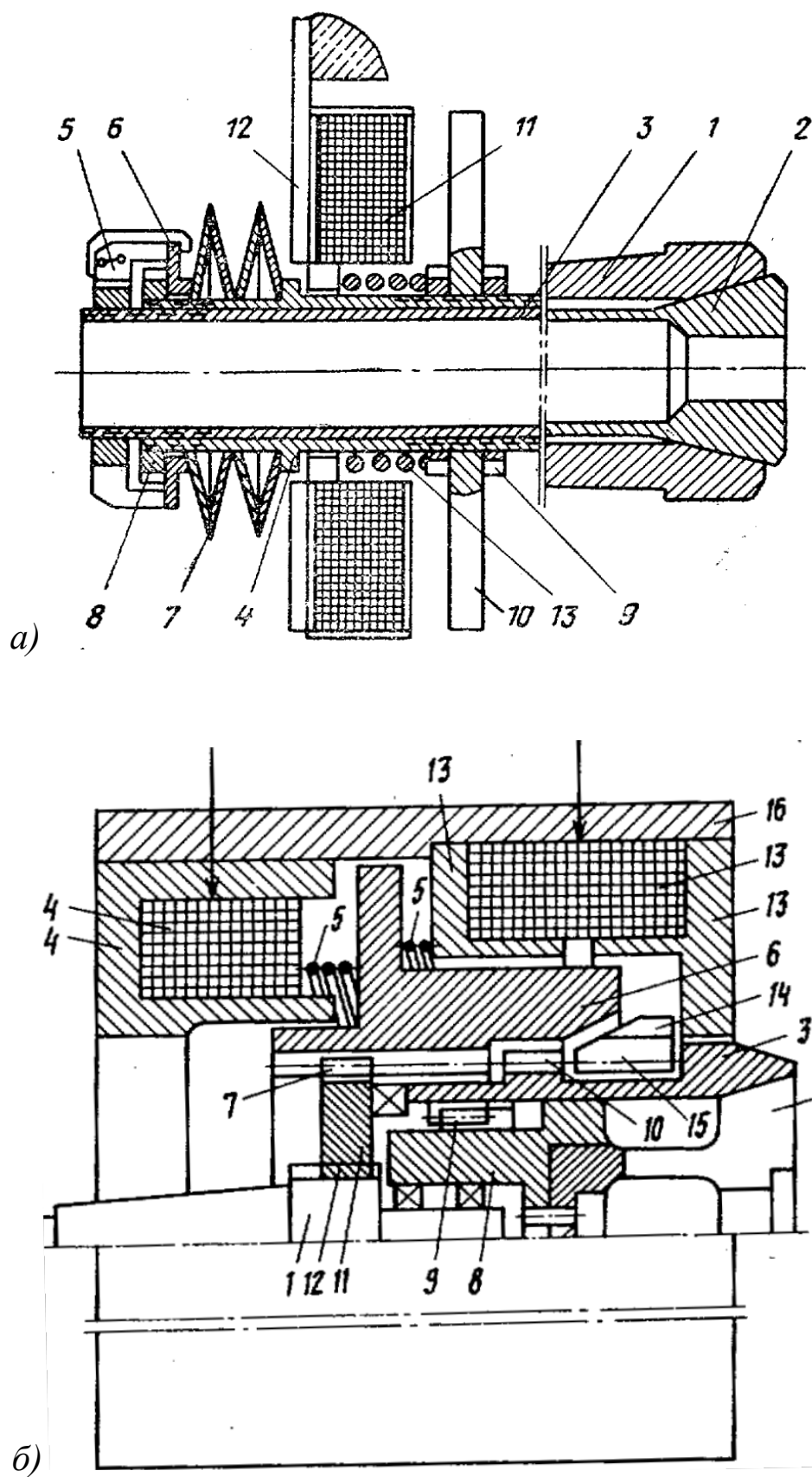


Рис. 2.56. Цангові ЗМ з електромагнітним ПрЗ: а) – на задньому кінці шпинделя за а.с. СРСР №343774 [30]; б) – передньому кінці шпинделя за а.с. СРСР №944810 [50]

торець різьбової втулки 11, що нагвинчена на різь 12 оправки та має на зовнішньому діаметрі шліци, що з'єднуються з шліцами 7 якоря 6, електромагнітний синхронізатор, що складається з додаткового електромагніта 13 та розрізного кільця 14, що кінематично пов'язане з конічною втулкою 3, що містить конічну поверхню 15, що призначена для взаємодії з фаскою якоря 6. Крім того, в склад патрона входить кожух 16 та блок керування (на рис не показано), що зв'язаний з електромагнітами 4 та 13 і головним двигуном 18. У вихідному положенні електромагніти 4 та 13 знеструмлені і якір 6 знаходиться в середньому положенні, оскільки підпружинений з обох сторін пружинами 5. Цанга 2, стакан 8 та з'єднана з ним шліцевим з'єднанням 9 конічна втулка 3 мають можливість незалежного обертання відносно оправки 1.

При поступленні команди затиску вмикається електромагніт 14. Електромагніт 4 стискаючи ліву пружину 5, притягує якір 6 і таким чином утримує його від обертання. Привод головного руху приводить в рух оправку 1, і різьбова втулка 11 по різьбовому з'єднанню 12 починає переміщатися вправо, ковзаючи по шліцевим напрямним 7 і приводить в рух конічну втулку 3. При цьому, конічна втулка 3 ковзає по шліцевим направляючим 9 переміщається вправо і стискає цангу 2, що призводить до затиску деталі. Цанга 2 при цьому не обертається. При досягненні заданого зусилля затиску, що встановлене напругою живлення електромагніта 4, момент, що прикладений до якоря 6 від оправки 1 через різьбову втулку 11 перевищує силу притягання електромагніта 4. Якір 6 починає проковзувати, електромагніт 4 вимикається і ліва пружина 5 встановлює якір 6 у вихідне положення.

При поступленні команди на обертання блок керування вмикає додатковий електромагніт 13, що переміщає вправо якір 6 та стискає праву пружину 5. Якір 6 при переміщенні входить в зачеплення шліцами 7 з шліцами 10 конічної втулки 3 замикаючи при цьому жорсткий кінематичний ланцюг передачі обертання від привода головного руху: оправка 1, різьбова втулка 11, якір 6, конічна втулка 3, цанга 2, деталь. Розрізне кільце 14, що входить в склад синхронізатора, необхідне для плавного вирівнювання кутових швидкостей якоря 6 та конічної втулки 3, з метою забезпечення більш плавного зачеплення шліців 7 та 10. Під натиском якоря 6, що обертається, розрізне кільце 14, що має спряжену конічну поверхню 15 з передньою фаскою якоря 6, зтискається, охоплюючи конічну

втулку 3 та плавно передає їй обертальний рух від якоря 6. При подачі команди на розтиск – головний двигун вмикається у зворотному напрямі, вмикається електромагніт 4 і різьбова втулка 11 переміщається в зворотному напрямку, пересуваючи при цьому конічну втулку 3 вліво чим звільняє цангу 2 та закріплену деталь.

На рис. 2.56, б [50] представлено ЗМ, що містить ПрЗ, який приводиться в дію електромагнітами 4 та 13. У вихідному стані електромагніти 4 та 13 знеструмлені і якір 6 знаходиться в середньому положенні підпружинений з обох боків пружинами 5. Цанга 2, стакан 8 та з'єднана з ними шліцевим з'єднанням 9 конічна втулка 3 мають можливість незалежного обертання відносно оправки 1. При затиску вмикається привод головного руху та електромагніт 4. Електромагніт 4 притягує якір 6 чим утримує його від обертання і стискає ліву пружину 5. Під час обертання приводом головного руху оправки 1 різьбова втулка 11 по різьбовому з'єднанню 12 починає переміщуватися вправо по шліцевим напрямним 7 і приводить у рух конічну втулку 3. Остання, під час переміщення по направляючим 9 вправо стискає цангу 2. При цьому цанга 2 не обертається до моменту досягнення заданого зусилля затиску, що встановлюється напругою живлення електромагніта 4. Момент, що прикладений до якоря 6 від оправки 1 через різьбову втулку 11 перевищує силу притягання електромагніта 4. Якір 6 починає проковзувати, електромагніт 4 вимикається і ліва пружина 5 встановлює якір 6 у вихідне положення.

У момент початку обертання деталі вмикається додатковий електромагніт 13, що пересуває вправо якір 6 котрий стискає праву пружину 5. Під час переміщення якоря 6 входить у зачеплення шліцями 7 з шліцями 10 конічної втулки 3, при цьому відбувається замикання жорсткого кінематичного ланцюга передачі обертання від привода головного руху до деталі: привод головного руху – оправка 1 – різьбова втулка 11 – якір 6 – конічна втулка 3 – цанга 2 – деталь.

Розрізне кільце 14, що входить в склад синхронізатора, необхідне для плавного вирівнювання кутових швидкостей якоря 6 і конічної втулки 3 з метою більш плавного зачеплення шліців 7 та 10. Під натиском якоря 6 котрий обертається розрізне кільце 14, що має спряжену конічну поверхню 15 з передньою фаскою якоря 6, стискається та охоплює конічну втулку 3, при цьому відбувається плавна передача обертального моменту від якоря 6.

Для здійснення розтиску привод головного руху вмикається у зворотному напрямку, вмикається електромагніт 4, що призводить до

переміщення різьбової втулки 11 разом з конічною втулкою 3 вліво. Це призводить до розтиску цанги 2.

Елементи ПрЗ (рис. 2.57) [26] мають положення, що відповідає стану затисненої заготовки. Осьове зусилля, що діє на трубу затиску 12, передається гайці 11 та через втулку 10, важелі 4, стакан 8, гальмівні дивки 9 та 17, гайку 21, упорну втулку 6 на шпонки 7

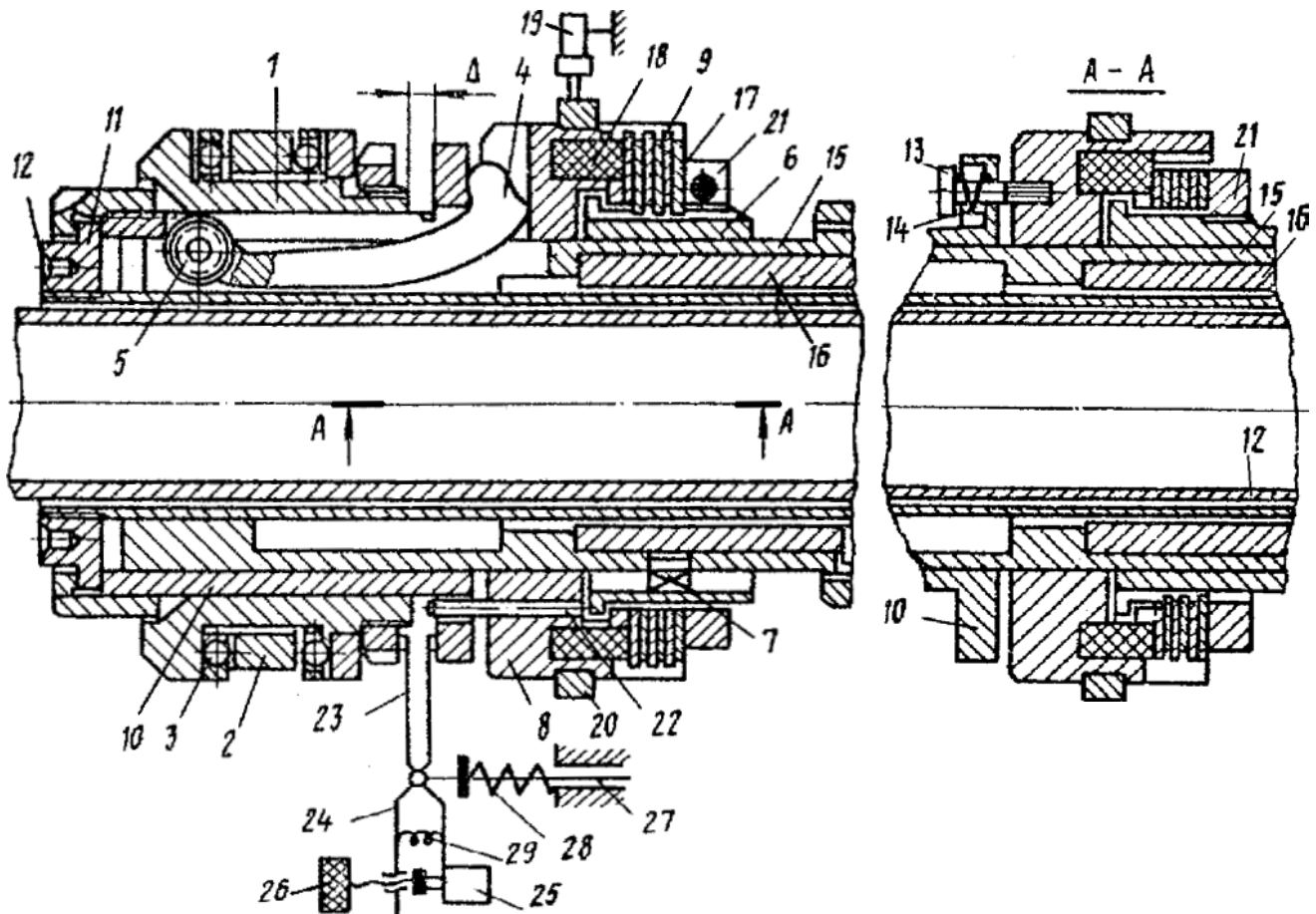


Рис. 2.57. ПрЗ змінної структури з електромагнітною гальмівною муфтою за а.с. СРСР №764851 [26]

При пересуванні МЗ 1 вправо відбувається розтиск заготовки, диски 9 та 17 вивільняються. При цьому рухомі пальці 22 зміщуються на деяку величину вправо внаслідок контакту правого торця МЗ 1 з буртом втулки 10 та переміщують упорну втулку 6. Ролики 5 важелів 4 притискаються при цьому до фасонної частини профіля МЗ1. Сила тязьгу пружин 14 є достатньою для утримання відносного розташування деталей 1, 10, 4, 8, при переміщенні МЗ 1 вліво та вибірці зазорів між ЗЕ та поверхнею заготовки.

Після зустрічі робочих поверхонь ЗЕ та заготовки труба 12, гайка 11 та втулка 10 зупиняються а МЗ 1 продовжує пересуватися вліво чим провертаю важелі 4, що викликає переміщення вправо

стакана 8 та зміну зазору між торцями бурта втулки 10 та муфти 1. Через вимірювальні накінецьники 23 та 24, що виконані у вигляді ножниць, регулювальним упором – мікрометричним гвинтом 26 замикається електроконтактний вузол 25, що вмикає лунцюг живлення струмом котушок 18.

Після вибірки всіх зазорів при дії електромагнітних сил стакан 8 починає притискати диски 9 та 17 до гайки 21. Внаслідок виникнення сил тертя на поверхні дисків 9 та 17 поворот упорної втулки 6 стає неможливим і її положення фіксується. При подальшому русі МЗ 1 відбувається натяг всіх ланок пружної системи та при переході спряження роликів 5 важелів 4 на циліндричну поверхню МЗ 1 механізм замикається. Повне осьове переміщення рухомих деталей відносно стакана 8 має постійну величину. Положення гайки 21 визначає сумарну величину зазорів у з'єднаннях і, як наслідок, величину залишкового ходу, що використовується безпосередньо для затиску заготовки. Таким чином, сила затиску заготовки регулюється зміною положення гайки 21.

Література до глави 2

1. Иванюк И.А. Быстродействующие зажимные механизмы токарных автоматов с гидравлическим приводом: дис. канд. техн. наук / Иванюк И.А. – К.: «КП», 1984. – 235с.
2. Каганов В.С. Оптимизация параметров приводов механизма зажима с геометрическим замыканием токарных автоматов и токарно-револьверных станков.: дис. ... канд. техн. наук /Каганов В.С.- Ростов-на-Дону, 1980. – 314с.
3. Кузнецов Ю.Н. Синтез зажимных механизмов прутковых автоматов: дис. докт. техн. наук / Кузнецов Ю.Н.–М.: МВТУ им. Н.Э.Баумана, 1984.–515 с.
4. Придальний Б.І. Створення приводів затиску для швидкохідних токарних автоматів: дис. канд. техн. наук / Придальний Б.І. Тернопільський НТУ ім. Івана Пулюя, 2011.– 198с.

Авторські свідоцтва

5. А. с. 1071373 СССР, МПК В23В 31/14. Центробежно-инерционный привод зажимного устройства /А.А. Дивнов (СССР). – №3507452; заявлено 03.09.82; опубл. 07.02.84.

6. А. с. 1090504 СССР, МПК В 23 В 13/00. Механизм зажима заготовок /Ю.Н. Кузнецов, В.И. Сидорко (СССР). – №3509620/25-08 ; заявл. 11.11.82; опубл. 07.05.84, Бюл. № 17.
7. А. с. 1093414 СССР, МПК В23В 31/14. Многокулачковый самоцентрирующий центробежный патрон /Г.Е. Панкевич, С.И. Дудко (СССР). – №3569435; заявлено 31.03.83; опубл. 23.05.84.
8. А. с. 1131603 СССР, МПК В23В 13/04. Устройство для закрепления детали /В.М. Пестунов (СССР). – №3559114; заявлено 03.03.83; опубл. 30.12.84.
9. А. с. 1206008 СССР, МПК В 23 В 13/00. Механизм зажима прутка /Ю.Н. Кузнецов, В.С. Каганов, В.В. Торба (СССР). – №377635/25-08 ; заявл. 01.08.84; опубл. 23.01.86, Бюл. № 3.
10. А. с. 1212704 СССР, МПК В23В 31/20. Центробежный цанговый патрон /Г.Е. Панкевич, С.И. Дудко (СССР). – №3740630; заявлено 22.03.84; опубл. 23.02.86.
11. А. с. 1222422 СССР, МПК В23В 13/00. Устройство для зажима пруткового материала /В.К. Запорожец, П.А. Поддубный, Л.А. Привалов (СССР). – №3789990; заявлено 12.09.84; опубл. 07.04.86.
12. А. с. 1232387 СССР, МПК В23В 31/14. Центробежно-инерционный патрон к токарному станку /Ю.А. Матюха, С.В. Терентьев (СССР). – №3788935; заявлено 26.06.84; опубл. 23.05.86.
13. А. с. 1242325 СССР, МПК В23Q 3/00. Привод зажимного устройства /В.С. Бочкарев, А.А. Востриков, Б.А. Сентяков (СССР). – №3851822; заявлено 08.02.85; опубл. 07.07.86.
14. А. с. 1266662 СССР, МПК В 23 В 13/00. Механизм зажима заготовок /Ю.Н. Кузнецов (СССР). – №3900516/25-08 ; заявл. 23.05.85; опубл. 30.10.86, Бюл. № 40.
15. А. с. 1268305 СССР, МПК В23В 31/30. Зажимное устройство /И.А. Иванюк, Ю.В. Елисеев (СССР). – №3908030; заявлено 07.06.85; опубл. 07.11.86.
16. А. с. 1284706 СССР, МПК В23В 13/00. Устройство для зажима заготовок /И.А. Иванюк (СССР). – №3890599; заявлено 24.04.85; опубл. 23.01.87.
17. А. с. 1349890 СССР, МПК В23В 31/24. Устройство для автоматического зажима /В.В. Попель (СССР). – №4057431; заявлено 19.02.86; опубл. 07.11.87.
18. А. с. 1392251 СССР, МПК В23В 31/30, F16В 2/00. Самотормозящее зажимное устройство /И.А. Иванюк (СССР). – №4085732; заявлено 03.07.86; опубл. 30.04.88.

19. А. с. 1424986 СССР, МПК В23В 31/24. Устройство для управления перемещением кулачков токарного патрона /В.Г. Лавренов, И.Я. Ройт (СССР). – №4199363; заявлено 24.02.87; опубл. 23.09.88.
20. А. с. 1450910 СССР, МПК В 23 В 13/00. Механизм зажима пруткового материала /Ю.Н. Кузнецов, А.В. Сак, В.В. Архипов (СССР). – №4254255/31-08; заявл. 03.06.87; опубл. 15.01.89, Бюл. № 2.
21. А. с. 1484461 СССР, МПК В23В 31/14. Инерционный привод /Л.А. Бенин, Я.С.
22. А. с. 1572754 СССР, МПК В 23 В 13/00. Привод механизма зажима /Ю.Н. Кузнецов, В.С. Каганов, В.В. Торба (СССР). – №4446591/31-08; заявл. 18.05.88 ; опубл. 23.06.90, Бюл. № 23.
23. А. с. 1585090 СССР, МПК В23В 31/14. Центробежный патрон /В.М. Пестунов (СССР). – №4353647; заявлено 04.11.87; опубл. 15.08.90.
24. А. с. 1646778 СССР, МПК В23Q 3/08. Зажимное приспособление /Н.П. Стародуб, А.А. Кошеливский, В.И. Талько, А.Ф. Луговской (СССР). – №4626546; заявлено 27.12.88; опубл. 07.05.91.
25. А. с. 1734961 СССР, МПК В23В 31/28. Токарный патрон /Д.Н. Тверской, Ж.Н. Кадыров, В.Н. Дербенев, В.И. Кочкин, М.Т. Коротких, А.С. Маслий (СССР). – №4686259; заявлено 05.05.89; опубл. 23.05.92.
26. А. с. 764851 СССР, МПК В23В 31/28. Электромеханический привод зажимного патрона /С.А. Антипов, С.Ю. Голиков (СССР). – №4835807; заявлено 07.06.90; опубл. 30.09.92.
27. А. с. 1808490 СССР, МПК В23В 31/14. Многокулачковый самоцентрирующий центробежный патрон /А.А. Галеев (СССР). – №4940974; заявлено 03.06.91; опубл. 15.04.93.
28. А. с. 201877 СССР, МПК В23G 5/08, В23В 31/28. Электромеханический привод механизированного токарного патрона /В.П. Жедь, Ю.З. Селюков (СССР). – №1074655; заявлено 12.05.66; опубл. 01.01.67.
29. А. с. 315507 СССР, МПК В23В 31/20, В23В 31/14. Центробежный цанговый патрон /Н.Г. Харченко (СССР). – №1455212; заявлено 12.06.70; опубл. 01.10.71.
30. А. с. 343774 СССР, МПК В 23 В 13/00. Устройство для зажима пруткового материала /Н.Н. Корниенко (СССР). – №1485110/25-8 ; заявл. 21.10.70 ; опубл. 07.07.72, Бюл. № 21.

31. А. с. 460122 СССР, МПК В 23 В 13/00. Устройство для зажима некалиброванных заготовок /Я.В. Божко, Ю.Н. Кузнецов, И.И. Шкаревский, А. Л. Окользин (СССР). – №1886961/25-8 ; заявл. 26.02.73 ; опубл. 15.02.75, Бюл. № 6.
32. А. с. 499056 СССР, МПК В23В 31/14. Патрон с центробежно-инерционным приводом /Р.К. Загидулин (СССР). – №1738494; заявлено 18.01.72; опубл. 15.01.76.
33. А. с. 536893 СССР, МПК В23В 31/14. Центробежный зажим /А.З. Карпман, В.В. Мельник, Е.А. Голод, Р.И. Рабинович (СССР). – №2067794; заявлено 17.10.74; опубл. 30.11.76.
34. А. с. 562388 СССР, МПК В23В 47/04. Электромеханический привод зажима /Н.Ф. Корзинкин, В.М. Каплан, Ю.М. Кошелев (СССР). – №1967555; заявлено 25.10.73; опубл. 25.06.77.
35. А. с. 625842 СССР, МПК В 23 В 13/00. Механизм зажима и подачи прутка токарного многошпиндельного автомата /Ю.Н. Кузнецов, А.Н. Данченко (СССР). – №2466877/25-8 ; заявл. 23.03.77 ; опубл. 30.09.78, Бюл. № 36.
36. А. с. 657917 СССР, МПК В 23 В 13/00. Механизм зажима и подачи прутка токарного многошпиндельного автомата /Ю.Н. Кузнецов, Б. Я. Киловатый (СССР). – Опубл. 28.04.79.
37. А. с. 837588 СССР, МПК В23В 31/28. Электромеханическое зажимное устройство /В.В. Антонов, К.Я. Фирсов, И.А. Якобсон (СССР). – №2714172; заявлено 10.01.79; опубл. 15.06.81.
38. А. с. 850318 СССР, МПК В23В 31/28. Электромеханическое зажимное устройство /В.В. Антонов, К.Я. Фирсов, И.А. Якобсон (СССР). – №2839516; заявлено 15.11.79; опубл. 30.07.1981.
39. А. с. 86720, МПК В 23 В 13/00. Устройство для зажима материала на токарно-револьверных станках и автоматах /М.Л. Орликов. – Опубл. 31.10.1950.
40. А. с. 86721, МПК В 23 В 13/00. Устройство для зажима материала на токарно-револьверных станках и автоматах /М.Л. Орликов. – Опубл. 31.10.1950.
41. А. с. 872038 СССР, МПК В 23 В 13/00. Механизм зажима и подачи прутка токарного многошпиндельного автомата /И.И. Булах, Ю.Н. Кузнецов (СССР). – №2874466/25-08 ; заявл. 29.11.79 ; опубл. 15.10.81, Бюл. № 38.
42. А. с. 882704 СССР, МПК В 23 В 13/00. Механизм зажима и подачи прутка токарного многошпиндельного автомата /И.И. Булах, Ю.Н. Кузнецов (СССР). – №2843892/25-08 ; заявл. 28.11.79 ;

опубл. 23.11.81, Бюл. № 43.

43. А. с. 904905 СССР, МПК В23В 31/14. Центробежный патрон /В.А. Карпушин, В.Е. Маджуго, В.М. Гаврилов, Н.Н. Дорожкин (СССР). – №2906602; заявлено 08.04.80; опубл. 15.02.82.
44. А. с. 917924 СССР, МПК В 23 В 13/00. Механизм зажима пруткового материала /Ю.Н. Кузнецов, И.И. Булах (СССР). – №2971408/25-08 ; заявл. 08.08.80 ; опубл. 07.04.82, Бюл. № 13.
45. А. с. 963710 СССР, МПК В23В 31/28. Электромеханическое зажимное устройство /В.В. Антонов, И.А. Якобсон (СССР). – №2989523; заявлено 08.10.80; опубл. 07.10.82.
46. А. с. 984697 СССР, МПК В 23 В 13/00. Механизм зажима пруткового материала /Ю.Н. Кузнецов (СССР). – №3286134/25-08; заявл. 11.05.81; опубл. 30.12.82, Бюл. № 48.
47. А.с. 1146135 СССР, МПК В 23 В 13/00. Устройство для зажима пруткового материала /А.С. Панков, Л.Ф. Федорова (СССР). – №3605689/25-08; заявл. 16.06.83; опубл. 23.03.85, Бюл. № 11.
48. А.с. 121005 МПК В 23 В 13/00. Зажимное устройство к токарно-револьверным и тому подобным станкам /А.С. Панков (СССР). – №613223/25; заявл. 04.10.58; опубл. 13.06.59, Бюл. № 13.
49. А. с. 1282964 СССР, МПК МПК В 23 В 13/00. Зажимное устройство /И.А. Иванюк, Ю.Н. Кузнецов (СССР). – №3931742/31-08; заявлено 17.07.85; опубл. 15.01.87. № 2.
50. А. с. 944810 СССР, МПК МПК В 23 В 31/20. Цанговый патрон /В.А. Новичихин, Л.А. Рябин, А.И. Трошанин, Г.С. Островский (СССР).–№2897317/25-08; заявлено 25.03.80; опубл. 23.07.82. №27.
51. А. с. 994123 СССР, МПК МПК В 23 В 13/00. Устройство для зажима некалиброванных заготовок /М.Л. Орликов, М.Л. Роцин (СССР).–№3291141/25-08; заявлено 22.05.81; опубл. 07.02.83. № 5.
52. А. с. 1096039 СССР, МПК В 23 В 13/00. Устройство для зажима заготовок /М.Л. Орликов, В.С. Каганов (СССР). –№3477732/25-08 ; заявл. 03.08.82; опубл. 07.06.84, Бюл. № 21.
53. А. с. 1057187 СССР, МПК В 23 В 13/00. Механизм зажима заготовки /В.С. Каганов, Ю.Н. Кузнецов (СССР). – №3473188/25-08 ; заявл. 26.07.82 ; опубл. 30.11.83, Бюл. № 44.

Патенты

54. Пат. 2989316 US, МПК В23В31/201, Y10Т279/17521. Pick off chuck /Perry Richard D., Zmuginsky Charles F. [US]; Perry Fay company [US]. – №745546; заявлено 30.06.58; опубл. 20.06.61.

55. Пат. 3451314 US, МПК B23B31/204, Y10T279/1208, Y10T279/1266. Collet mechanism /Smrekar Larry F. [US]; Smrekar Larry F. [US]. – №578016; заявлено 16.07.68; опубл. 24.06.69.
56. Пат. 3521894 US, МПК B23B31/1223, F15B13/042, Y10T279/1224. Air chuck having air distributing valve /Haviland Girard S., Mccarthy Donald J. [US]; Jacobs manufacturing company [US]. – №769141; заявлено 21.10.68; опубл. 28.07.70.
57. Пат. 384978 CH, МПК B23B31/20. Spannzangen-Spannvorrichtung für Drehbänke, Fräs- und Bohrmaschinen /Adalbert Baschung [CH]; Adalbert Baschung [CH]. – №78145; заявлено 11.09.59; опубл. 26.02.65.
58. Пат. 42462 DD, МПК B23B. Vorrichtung zum Spannen der Spannzange an Werkzeugmaschinen insbesondere Drehautomaten /Gerhard Tallaszus [DD]. – №66779; заявлено 26.03.60; опубл. 06.07.65.
59. Пат. 83859 UA, МПК В 23 В 13/00. Затискний механізм /Кузнєцов Ю. М. – № A2006 03174 ; заявл. 24.03.2006 ; опубл. 26.08.08, Бюл. № 16.
60. Пат. 943494 GB, МПК B23B. Improvements in or relating to power operated collet clutches /Douglas Frank Denny [GB]; F. Burnerd & Company Limited [GB]. – №22395; заявлено 27.04.60; опубл. 04.10.63.
61. Пат. 3077353 USA, Collet actuating mechanism / H.J. Parsons; Hardinge Brothers, Inc. – №57694; заявлено 22.09.60; опубл. 12.02.63.
62. Пат. 3030119 USA, Hand and power operated collet chuck / R.L. Myers. – №80798; заявлено 05.01.61; опубл. 17.04.62.
63. Пат. 3077353 UK, B23b Collet actuating mechanism / Hubert Jephtha Parsons; – №39823/62; заявлено 22.10.62; опубл. 15.04.64.

ГЛАВА 3. ПЕРЕДАЧА СИЛ В ПРИВОДАХ ЗАТИСКУ

3.1. Загальні принципи передачі сил в затискних механізмах

В найбільш загальному випадку передача сил в ЗМ може бути описана як модель, що складається з двох елементарних силових (енергетичних) потоків: один в ПрЗ $F_0(M_0) - F_1(M_1)$, а другий в ЗП $F_1(M_1) - F_2$ без вказівки координатного напрямку сил (моментів) на вході і виході. Тоді повний потік від джерела енергії E через перетворювачі ПЕ до ОЗ запишеться у вигляді генетичної формули ЗМ – взаємодії трьох матеріальних точок (генів O, O_1, O_2) (рис. 3.1, б) [4, 8].

$$F_0(M_0) - F_1(M_1) - F_2,$$

де на хромосомному рівні для ПрЗ генетичний код буде $F_0(M_0) - F_1(M_1)$, а для ЗП – $F_1(M_1) - F_2$.

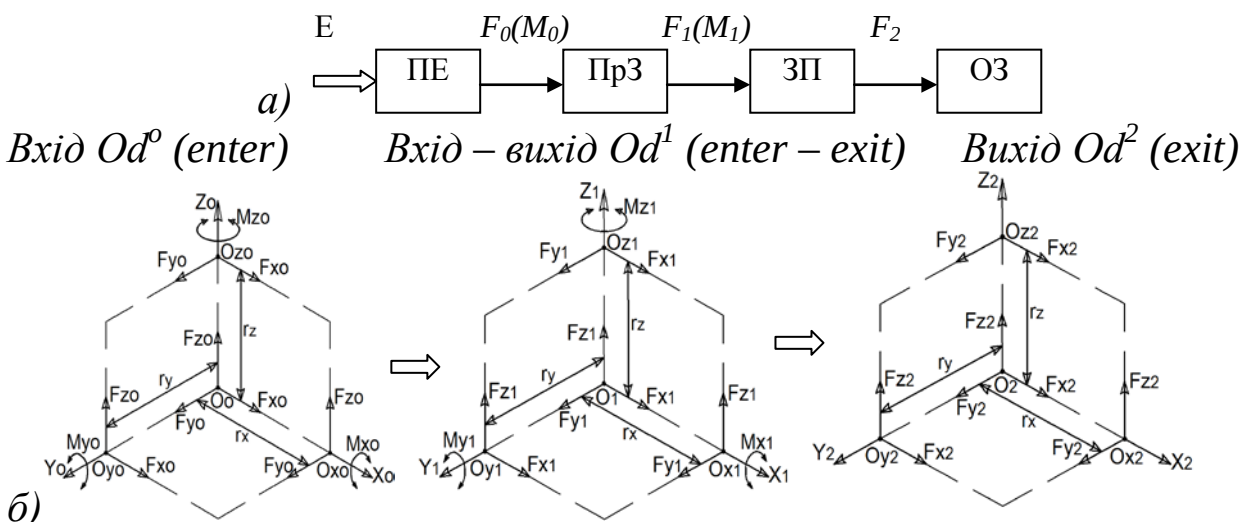


Рис. 3.1. Узагальнені структура (а) і модель силових (енергетичних) потоків (б) в затискному механізмі: E – джерело енергії; ПЕ – перетворювач енергії; ПрЗ – привод затиску; ЗП – затискний патрон; ОЗ – об'єкт затиску

Основними критеріями, що визначають структурну організацію ПрЗ в його виконавчій частині є характеристики перетворювачів енергії, що змінюють характеристики вхідного силового потоку (зусилля) у відповідності до певних законів, чим забезпечують появу та підтримку напруженого стану (силового поля) ЗМ за заданим законом функціонування механізму. Отже, концептуально ПрЗ є проміжним перетворювачем силових потоків (енергії у формі

силового потоку) між джерелом і перетворювачем енергії ПЕ і ЗП (рис. 3.1, а).

Відповідно до генетичного підходу та міркувань викладених в [9, 15] для опису ПрЗ на хромосомному рівні необхідно використовувати елементарний силовий потік, враховуючи що:

1. Силкових (енергетичних) потоків може бути кілька за входами і виходами.

2. Вхідні та вихідні силові потоки можуть бути однаковими та різними і складатися з обмеженої кількості їх видів та обмеженого набору варіантів просторового розташування (координатних рухів).

3. Силкові потоки можуть бути з зовнішнім джерелом енергії переважно і внутрішнім джерелом рідше (використання відцентрових сил, магнітного поля, сил пружності, тощо).

4. З'єднання окремих силових потоків може бути послідовним, паралельним, паралельно-послідовним.

5. Між входом і виходом силового потоку ПрЗ є різні перетворювачі, але їх кількість обмежена (наприклад, до механічних перетворювачів відносяться важільні, клинові, плунжерні, спіральні, зубчасті, гвинтові, пружні).

6. Можлива комбінація перетворювачів в силових потоках ПрЗ і ЗП, а можливий один перетворювач для ЗМ, коли функції ПрЗ виконує сам ЗП.

7. Передача та перетворення (трансформація) силових потоків може відбуватися у різних середовищах (твердих, плинних, сипучих, рідинних, повітряних, електромагнітних, магнітострикційних, біологічних та інших поки нам невідомих).

Втрата зусилля затиску заготовки через дію відцентрових сил інерції на неврівноважені елементи ЗМ (особливо на ЗЕ) є однією з головних проблем, що стримує підвищення продуктивності обробки на ТА. Можливість та доцільність використання ПрЗ спеціальних конструкцій для повного або часткового усунення цієї проблеми, визначення їх геометрично-масових параметрів для відбору чи створення оптимальних конструкцій ПрЗ можна оцінити розглянувши передачу сил в ЗМ.

Компенсувати втрату зусилля затиску в ЗП можна за рахунок відповідного збільшення вихідного зусилля ПрЗ (зусилля затягування ЗП) в міру підвищення частоти обертання шпиндельного вузла, що можна досягнути при поєднанні ПрЗ і ЗП певних конструкцій з сумісними (відповідними) геометрично-масовими параметрами.

Відповідно до попередніх досліджень [12, 13, 14] важільні та кулькові ПрЗ з охопленою МЗ мають здатність до підвищення силових характеристик при збільшенні частоти обертання.

3.2. Взаємодія привода затиску із затискним патроном

ПрЗ і ЗП з'єднані між собою послідовним кінематичним зв'язком. Тому послідовно розглянемо процес передачі сил, що відбувається у ПрЗ і двох варіантах ЗП: цанговий ЗП – із закритим силовим контуром, кулачковий ЗП – з відкритим силовим контуром (рис. 3.2) [14].

Враховуючи дію відцентрових сил інерції на неврівноважені елементи ЗМ ($n \neq 0$, $\omega \neq 0$) і сили тертя в опорі важеля, складаємо рівняння рівноваги моментів сил, які діють на важіль ПрЗ. Ці рівняння є дійсними при використанні обох видів ЗП [13]:

$$F_{\Sigma a1} \cdot a - F_{a0} \cdot \operatorname{ctg}(\beta + \varphi) \cdot b - F_{\omega B} \cdot c + M_{TP} = 0. \quad (3.1)$$

Після підстановки в (3.1) $M_{TP} = (F_{a0} \cdot \operatorname{ctg}(\beta + \varphi) + F_{\omega B}) \cdot r_0 \operatorname{tg} \varphi$ та $F_{\omega B} = m_B \omega^2 r_B$ і перетворень отримуємо вираз для знаходження $F_{\Sigma a1}$:

$$F_{\Sigma a1} = \frac{F_{a0} \operatorname{ctg}(\beta + \varphi)(b - r_0 \cdot \operatorname{tg} \varphi)}{a} + \frac{m_B \omega^2 r_B (c - r_0 \operatorname{tg} \varphi)}{a}. \quad (3.2)$$

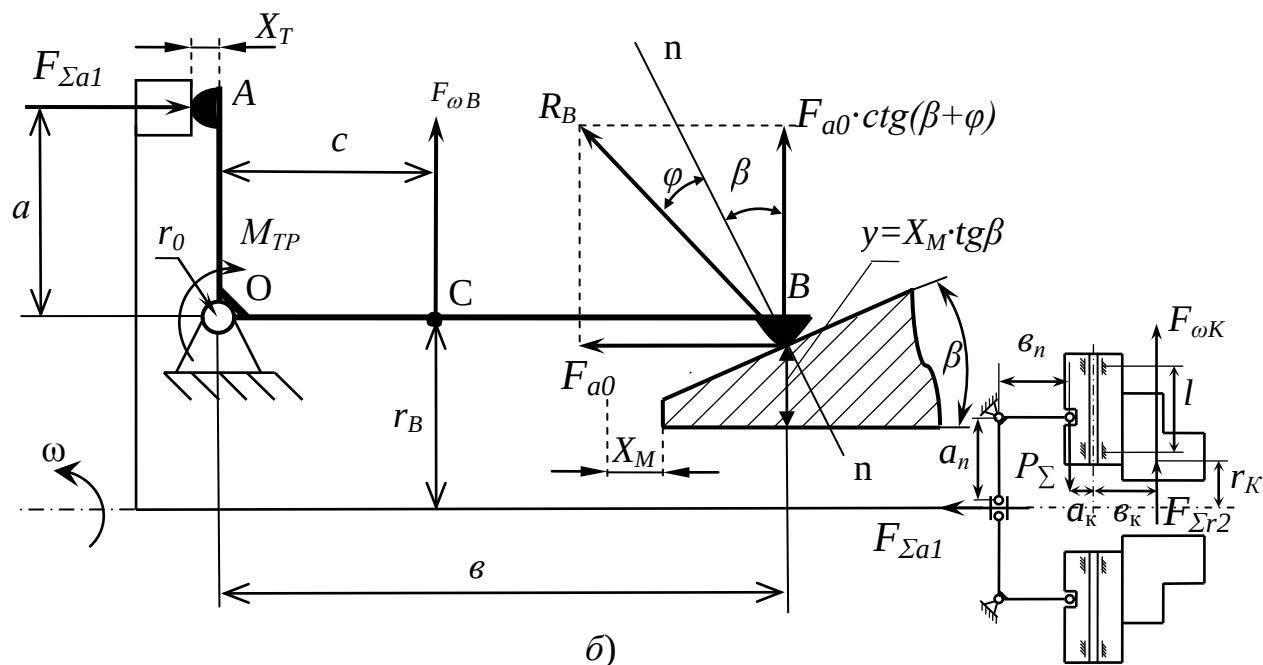
В ТА і напівавтоматах об'єктом закріплення є деталі типу тіл обертання (пруткові та штучні заготовки). Для закріплення таких об'єктів широке застосування отримали цангові ЗМ. Ці механізми широко застосовуються не тільки в металорізальних верстатах (токарних, токарно-револьверних, шліфувальних, зубооброблювальних, багатоцільових та ін.) для закріплення заготовок і ріжучого інструменту, але і в різноманітному технологічному устаткуванні.

Відповідно до розрахункової схеми (рис. 3.2, а) дослідимо передачу сил у цанговому ЗП, прийнявши такі припущення: зтяжна цанга без упора (тобто відсутня сила тертя у контакті заготовки і губок цанги); силами пружності пелюсток цанги нехтуємо. Рівняння рівноваги сил, які діють на цангу:

$$F_{TP} \cdot \cos \alpha + R \cdot \sin \alpha - F_{\Sigma a1} = 0; \quad (3.3)$$

$$F_{TP} \cdot \sin \alpha - R \cdot \cos \alpha + F_{\Sigma r2\varphi} + F_{\omega Ц} = 0, \quad (3.4)$$

де $F_{\Sigma r2\varphi}$ – сумарна радіальна сила затиску заготовки механізмом з цанговим ЗП; R – нормальна реакція шпинделя на конус цанги; F_{TP} –

$$F_{\omega U} = m_u \cdot \omega^2 \cdot r_u; \quad F_{TP} = R \cdot f; \quad f = \operatorname{tg} \varphi,$$
[illegible]

140

$$F_{\Sigma a1} = \left(F_{\Sigma r2\omega} + m_{\omega} \cdot \omega^2 \cdot r_{\omega} \right) \cdot \frac{\sin \alpha + \operatorname{tg} \varphi \cdot \cos \alpha}{\cos \alpha - \operatorname{tg} \varphi \cdot \sin \alpha}, \quad (3.5)$$

де m_{ω} – маса пелюсток цанги; r_{ω} – радіус центра ваги пелюстки цанги; f – коефіцієнт тертя контактуючих поверхонь цангового ЗП.

Після перетворень (3.5) отримуємо залежність, що описує передачу сил у цанговому ЗП з урахуванням дії відцентрових сил:

$$F_{\Sigma a1} = \left(F_{\Sigma r2\omega} + m_{\omega} \cdot \omega^2 \cdot r_{\omega} \right) \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varphi). \quad (3.6)$$

Після підстановки (3.2) в (3.6) отримуємо вираз для знаходження сумарної радіальної сили затиску заготовки в ЗМ з цанговим ЗП при врахуванні дії відцентрових сил.

$$F_{\Sigma r2\omega} = \frac{F_{a0} \operatorname{ctg}(\beta + \varphi)(b - r_0 \operatorname{tg} \varphi)}{a \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varphi)} + \frac{m_B \omega^2 r_B (c - r_0 \operatorname{tg} \varphi)}{a \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varphi)} - m_{\omega} \omega^2 r_{\omega}. \quad (3.7)$$

Запишемо вираз (3.7) у скороченому виді:

$$F_{\Sigma r2\omega} = A_{\Gamma\Gamma} + \omega^2 \cdot B_{\Gamma\Gamma}, \quad (3.8)$$

$$\text{де } A_{\Gamma\Gamma} = \frac{F_{a0} \operatorname{ctg}(\beta + \varphi)(b - r_0 \operatorname{tg} \varphi)}{a \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varphi)}; \quad B_{\Gamma\Gamma} = \frac{m_B r_B (c - r_0 \operatorname{tg} \varphi)}{a \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varphi)} - m_{\omega} r_{\omega}.$$

З (3.8) видно, що залежність $F_{\Sigma r2\omega}$ від ω є квадратичною. Величина $A_{\Gamma\Gamma}$ може бути лише додатною, оскільки всі її множники в дійсності набирають лише додатних значень. Тому при $\omega = 0$ величина $F_{\Sigma r2\omega}$ рівна $A_{\Gamma\Gamma}$ і може бути лише додатною, що відповідає дійсності. $B_{\Gamma\Gamma}$ може мати як додатне, так і від'ємне значення залежно від відношення абсолютних величин доданків, що у ній віднімаються (геометрично-масових параметрів ЗМ), тобто від значення виразу

Віднімання доданків у величині $B_{\Gamma\Gamma}$ відображає протилежність впливу сил $F_{\omega\Gamma}$ і $F_{\omega B}$ на значення $F_{\Sigma r2\omega}$. Тому сумарне радіальне зусилля затиску $F_{\Sigma r2\omega}$ при збільшенні частоти обертання шпинделя може збільшуватися, зменшуватися або залишатися сталим відповідно до значення, якого набирає $B_{\Gamma\Gamma}$.

З (3.8) випливає умова, за якої ЗМ з охопленою МЗ та цанговим ЗП, незалежно від швидкості обертання ω , зберігає стале радіальне зусилля затиску – $F_{\Sigma r2\omega} = \text{const}$. Дану умову можна виразити з допомогою показника $D_{\Gamma\Gamma}$, що є співвідношенням зміни вихідного зусилля ПрЗ та вхідного зусилля цангового ЗП зумовлених відцентровими силами і показує, як будуть змінюватися

характеристики ЗМ з охопленою МЗ та цанговим ЗП при зміні частоти обертання шпинделя. Показник $D_{Ц}$ відображає вплив геометрично-масових параметрів елементів ЗМ на залежність його силових характеристик від частоти обертання шпинделя, тобто показує характер впливу частоти обертання на силові характеристики конкретного цангового ЗМ (рис. 3.2 а) і визначається з виразу (3.9). Таким чином $F_{\Sigma r 2 \omega} = const$ якщо $D_{Ц} = 1$. При збільшенні ω значення $F_{\Sigma r 2 \omega}$ буде збільшуватися (механізм буде наближатись до центробіжного) якщо виконуватиметься умова $D_{Ц} > 1$, і навпаки – зменшуватиметься, якщо $D_{Ц} < 1$.

$$\frac{m_B \cdot r_B \cdot (c - r_0 \cdot \operatorname{tg} \varphi)}{m_{\omega} \cdot r_{\omega} \cdot a \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varphi)} = D_{Ц}. \quad (3.9)$$

Основна силова характеристика ЗМ – коефіцієнт підсилення є відношенням вихідного зусилля $F_{\Sigma r 2 \omega}$ до вхідного $F_{a 0 \omega}$. Динамічний коефіцієнт підсилення $K_{\omega \omega}$ розглядуваного ЗМ у скороченій формі має наступний вигляд:

$$K_{\omega \omega} = A_{КЦ} + \omega^2 \cdot B_{КЦ}, \quad (3.10)$$

$$\text{де } A_{КЦ} = \frac{\operatorname{ctg}(\beta + \varphi)(b - r_0 \operatorname{tg} \varphi)}{a \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varphi)}; \quad B_{КЦ} = \frac{1}{F_{a 0 \omega}} \left(\frac{m_B r_B (c - r_0 \operatorname{tg} \varphi)}{a \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varphi)} - m_{\omega} r_{\omega} \right).$$

Отже, залежність величин $F_{\Sigma r 2 \omega}$ і $K_{\omega \omega}$ від кутової швидкості ω є квадратичною, а умова їх стабільності, як функцій від ω , описується виразом $D_{Ц} = 1$. У випадку збільшення кутової швидкості обертання шпинделя значення $F_{\Sigma r 2 \omega}$ і $K_{\omega \omega}$ зростає при $D_{Ц} > 1$ та спадає при $D_{Ц} < 1$, що проілюстровано на рис. 3.3, а, б при наступних значеннях геометричних та масових параметрів ЗМ: $a=0,0185\text{м}$; $b=0,054\text{м}$; $c=0,0175\text{м}$; $m_B=0,516\text{кг}$; $r_B=0,06625\text{м}$; $f=0,15$; $r_0=0,01\text{м}$; $m_{\omega}=1,28\text{кг}$; $r_{\omega}=0,028\text{м}$.

Окремі вузли ЗМ, що з'єднані між собою послідовним кінематичним зв'язком, по-різному реагують на зміну частоти обертання шпинделя і вносять різний вклад у зміну характеристик механізму в цілому. Взаємодіючи між собою, вони підсилюють або взаємо компенсують ті зміни, які відбуваються у ЗМ під дією відцентрових сил, що заважає виявленню причин виникнення цих змін, їх дослідженню та усуненню. Для більш повного дослідження

впливу відцентрових сил інерції на ЗМ проведемо аналогічне дослідження його силових характеристик при застосуванні важільно-кулачкового ЗП (рис. 3.2, б) замість цангового.

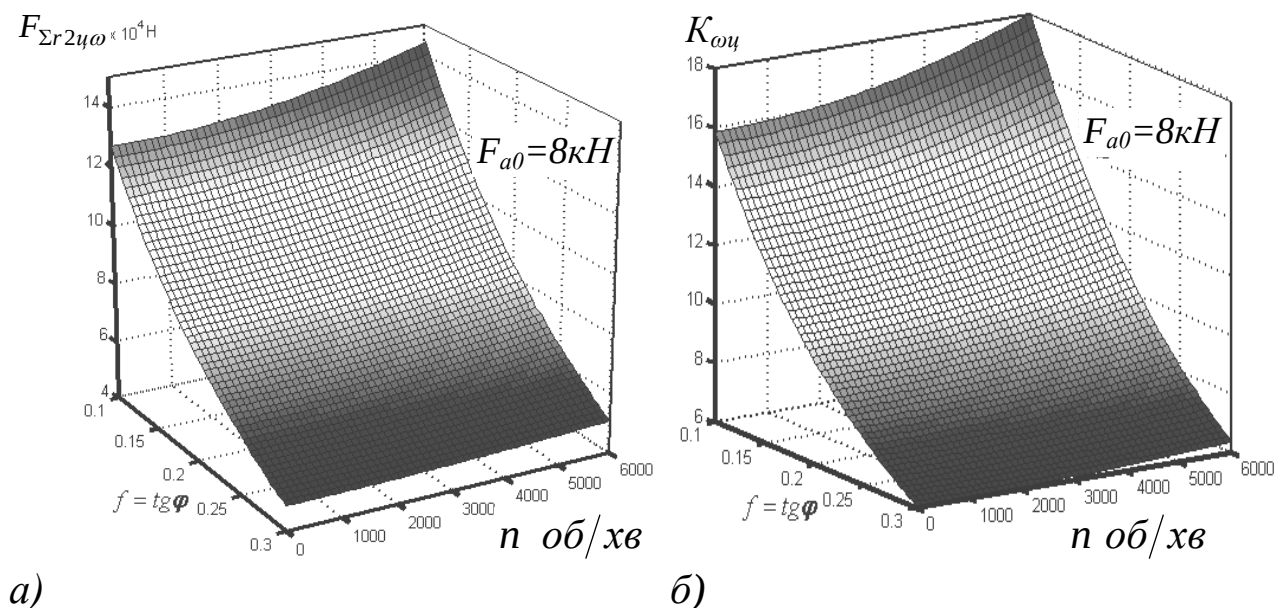


Рис. 3.3. Залежності характеристик ЗМ з охопленою МЗ і цанговим ЗП від частоти обертання шпинделя n та величини коефіцієнта тертя f : а) $F_{\Sigma r2ц\omega}$, б) $K_{\omegaц}$

Користуючись розрахунковою схемою (рис. 3.2, б) [14], дослідимо передачу сил у важільно-кулачковому ЗП через значення його коефіцієнта підсилення:

$$K_{ЗП\text{вк}} = K_B \cdot K_K = \frac{F_{\Sigma r2BK}}{S_{\Sigma}}, \quad (3.11)$$

де $K_B = \frac{a_{\Pi}}{b_{\Pi}} = \frac{P_{\Sigma}}{S_{\Sigma}}$ – коефіцієнт підсилення важільного механізму

патрона; $K_K = \frac{1 - 2 \cdot f \cdot \frac{a_K}{l}}{1 + 2 \cdot f \cdot \frac{b_K}{l}} = \frac{F_{\Sigma r2BK}}{P_{\Sigma}}$ – коефіцієнт підсилення повзуна

(постійного кулачка) важільно-кулачкового ЗП; $F_{\Sigma r2BK}$ – сумарна радіальна сила затиску заготовки ЗМ з важільно-кулачковим ЗП; P_{Σ} – сила, що передається важільним механізмом ЗП на постійні кулачки; b_{Π} і a_{Π} – плечі важеля важільно-кулачкового ЗП; a_K і b_K – плечі сил відповідно P_{Σ} та $F_{\Sigma r2BK}$ відносно осі направляючих постійного кулачка; l – відстань між нормальними реакціями направляючих

повзуна важільно-кулачкового ЗП.

Під час обертання ЗП навколо своєї осі сумарна радіальна сила затиску $F_{\Sigma r2BK}$ послаблюється на величину відцентрової сили інерції $F_{\omega K}$, що діє на всі його кулачки:

$$F_{\omega K} = m_K \cdot \omega^2 \cdot r_K, \quad (3.12)$$

де $m_K = z \cdot m_{1K}$ – маса кулачків затискного патрона; z – кількість затискних кулачків; m_{1K} – маса одного затискного кулачка; r_K – відстань від осі обертання шпинделя до центра ваги кулачка.

Таким чином, динамічний коефіцієнт підсилення $K_{\omega3ПВ}$ важільно-кулачкового ЗП рівний:

$$K_{\omega3Пвк} = \frac{F_{\Sigma r2BK} - F_{\omega K}}{F_{\Sigma a1}} = K_{3ПВ} - \frac{m_K \cdot \omega^2 \cdot r_K}{F_{\Sigma a1}} = \frac{F_{\Sigma r2BK\omega}}{F_{\Sigma a1}}. \quad (3.13)$$

Помножимо вираз (3.13) на $F_{\Sigma a1}$:

$$K_{3Пвк} \cdot F_{\Sigma a1} - m_K \cdot \omega^2 \cdot r_K = F_{\Sigma r2BK\omega}. \quad (3.14)$$

Підставимо (3.2) в (3.14):

$$F_{\Sigma r2BK\omega} = \frac{a_{II}}{b_{II}} \cdot \frac{1 - 2f \frac{a_K}{l}}{1 + 2f \frac{b_K}{l}} \cdot \frac{F_{a0} \operatorname{ctg}(\beta + \varphi)(b - r_0 \operatorname{tg} \varphi) + m_B \omega^2 r_B (c - r_0 \operatorname{tg} \varphi)}{a} - m_K \omega^2 r_K.$$

У скороченій формі попередній вираз має вигляд:

$$F_{\Sigma r2BK\omega} = A_{TBK} + \omega^2 \cdot B_{TBK}, \quad (3.15)$$

$$\text{де } A_{TBK} = \frac{a_{II} \cdot \left(1 - 2 \cdot f \cdot \frac{a_K}{l}\right) \cdot F_{a0} \cdot \operatorname{ctg}(\beta + \varphi) \cdot (b - r_0 \cdot \operatorname{tg} \varphi)}{b_{II} \cdot \left(1 + 2 \cdot f \cdot \frac{b_K}{l}\right) \cdot a};$$

$$B_{TBK} = \frac{a_{II} \left(1 - 2f \frac{a_K}{l}\right) m_B r_B (c - r_0 \cdot \operatorname{tg} \varphi)}{b_{II} \cdot \left(1 + 2 \cdot f \cdot \frac{b_K}{l}\right) \cdot a} - \frac{b_{II} \left(1 + 2f \frac{b_K}{l}\right) \cdot a \cdot m_K \cdot r_K}{b_{II} \cdot \left(1 + 2 \cdot f \cdot \frac{b_K}{l}\right) \cdot a}.$$

З (3.15) впливає формула динамічного коефіцієнта підсилення ЗМ з важільно-кулачковим ЗП – $K_{\omega BK}$.

$$K_{\omega BK} = \frac{a_{\Pi}}{b_{\Pi}} \cdot \frac{1 - 2 \cdot f \cdot \frac{a_K}{l}}{1 + 2 \cdot f \cdot \frac{b_K}{l}} \times$$

$$\times \left(\frac{ctg(\beta + \varphi)(b - r_0 \cdot tg \varphi)}{a} + \frac{m_B \omega^2 r_B (c - r_0 \cdot tg \varphi)}{a \cdot F_{a0}} \right) - \frac{m_K \omega^2 r_K}{F_{a0}}. \quad (3.16)$$

Перепозначимо елементи виразу (3.16) і у скороченій формі він набуде вигляду:

$$K_{\omega BK} = A_{K BK} + \omega^2 \cdot B_{K BK},$$

$$\text{де } A_{K BK} = \frac{a_{\Pi}}{b_{\Pi}} \cdot \frac{1 - 2 \cdot f \cdot \frac{a_K}{l}}{1 + 2 \cdot f \cdot \frac{b_K}{l}} \cdot \frac{ctg(\beta + \varphi) \cdot (b - r_0 \cdot tg \varphi)}{a},$$

$$B_{K BK} = \frac{m_B r_B \cdot (c - r_0 \cdot tg \varphi) a_{\Pi} \left(1 - 2 f \frac{a_K}{l} \right)}{a \cdot F_{a0} \cdot \left(1 + 2 f \frac{b_K}{l} \right) b_{\Pi}} - \frac{m_K r_K a \left(1 + 2 f \frac{b_K}{l} \right) b_{\Pi}}{a \cdot F_{a0} \left(1 + 2 \cdot f \cdot \frac{b_K}{l} \right) b_{\Pi}}.$$

З (3.16) випливає умова, за якої ЗМ з охопленою МЗ і важільно-кулачковим ЗП (рис. 3.2 б), незалежно від швидкості обертання ω , зберігає стале радіальне зусилля затиску – $F_{\Sigma r 2BK\omega} = const$. Дану умову можна виразити з допомогою показника D_{BK} , що є співвідношенням зміни вихідного зусилля ПрЗ та вхідного зусилля важільно-кулачкового ЗП зумовлених відцентровими силами і показує, як будуть змінюватися характеристики ЗМ з охопленою МЗ та важільно-кулачковим ЗП при зміні частоти обертання шпинделя.

$$D_{BK} = \frac{m_B \cdot r_B \cdot (c - r_0 \cdot tg \varphi) \cdot a_{\Pi} \cdot \left(1 - 2 \cdot f \cdot \frac{a_K}{l} \right)}{m_K \cdot r_K \cdot a \cdot b_{\Pi} \cdot \left(1 + 2 \cdot f \cdot \frac{b_K}{l} \right)}. \quad (3.17)$$

Показник D_{BK} відображає вплив геометрично-масових параметрів ЗМ на залежність його силових характеристик від частоти обертання шпинделя, тобто показує характер впливу частоти обертання на силові характеристики конкретного ЗМ з охопленою МЗ та важільно-кулачковим ЗП (рис. 3.2 б) і визначається з виразу (3.17).

У випадку коли $D_{BK} > 1$, збільшення частоти обертання шпинделя призводить до зростання величин $F_{\Sigma r 2BK\omega}$ і $K_{\omega BK}$. Якщо ж $D_{BK} < 1$, то при збільшенні швидкості обертання $F_{\Sigma r 2BK\omega}$ і $K_{\omega BK}$ зменшуються. Умовою стабільності величин $F_{\Sigma r 2BK\omega}$, $K_{\omega BK}$, як функцій від швидкості обертання шпинделя, є рівність $D_{BK} = 1$. Ці умови знаходять відображення на графіках рис. 3.4 при наступних значеннях геометричних та масових параметрів ЗМ (рис. 3.2 б): $a = 0,0185\text{м}$; $b = 0,054\text{м}$; $c = 0,0175\text{м}$; $m_K = 3,3\text{кг}$; $r_K = 0,045\text{м}$; $m_B = 0,516\text{кг}$; $r_B = 0,06625\text{м}$; $r_0 = 0,01\text{м}$; $a_{\Pi} = 0,023\text{м}$; $b_{\Pi} = 0,016\text{м}$; $a_K = 0,014\text{м}$; $b_K = 0,055\text{м}$; $l = 0,035\text{м}$.

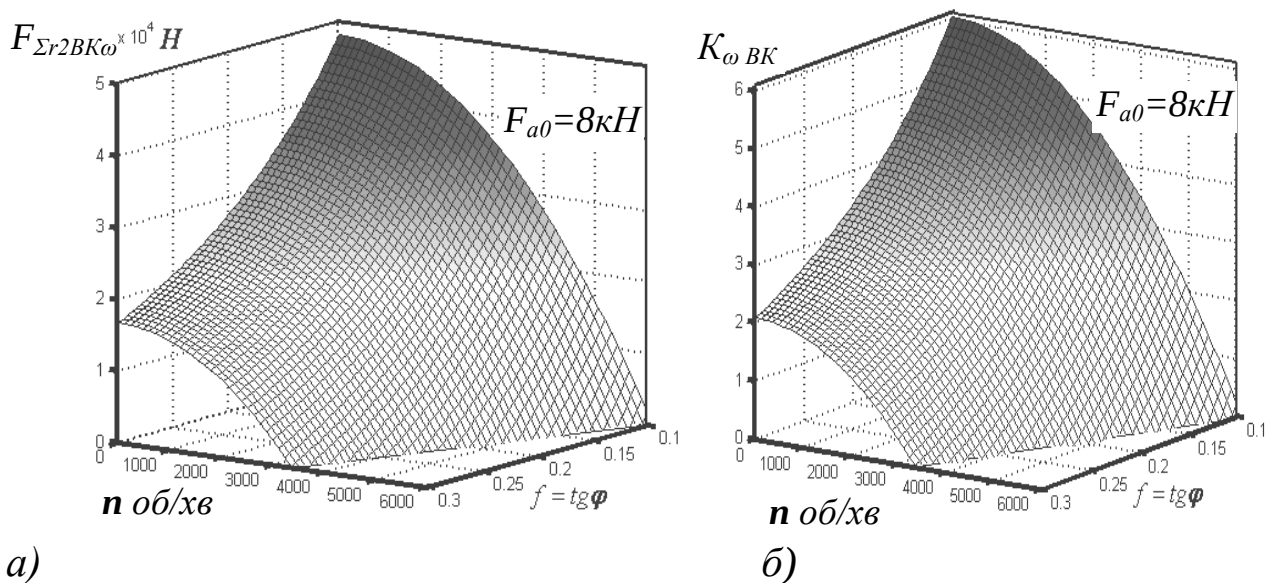


Рис. 3.4. Залежність характеристик ЗМ з охопленою МЗ і важільно-кулачковим ЗП від частоти обертання шпинделя n та величини коефіцієнта тертя f : а) $F_{\Sigma r 2BK\omega}$; б) $K_{\omega BK}$

Закритий замкнутий силовий контур цангового ЗП дещо нейтралізує вплив відцентрових сил інерції на ЗМ в цілому. Однак через наявність тертя у кінчному з'єднанні показники працездатності ЗМ з цанговим ЗП є більш чутливі до зміни коефіцієнта тертя, що свідчить про необхідність обов'язкового змащування його деталей. Відкритий силовий контур важільно-кулачкового ЗП робить силові характеристики ЗМ більш залежними від впливу відцентрових сил інерції і менш залежними від зміни коефіцієнта тертя, що відображено на графіках силових характеристик відповідних ЗМ рис. 3.3, 3.4.

З рис. 3.3–3.5 видно відмінність між залежностями від частоти обертання шпинделя відповідних характеристик двох розглянутих конструкцій ЗМ. Головними причинами таких відмінностей є різні геометричні та масові параметри ЗП та їх різні конструкції, що визначають схему замикання затискних сил.

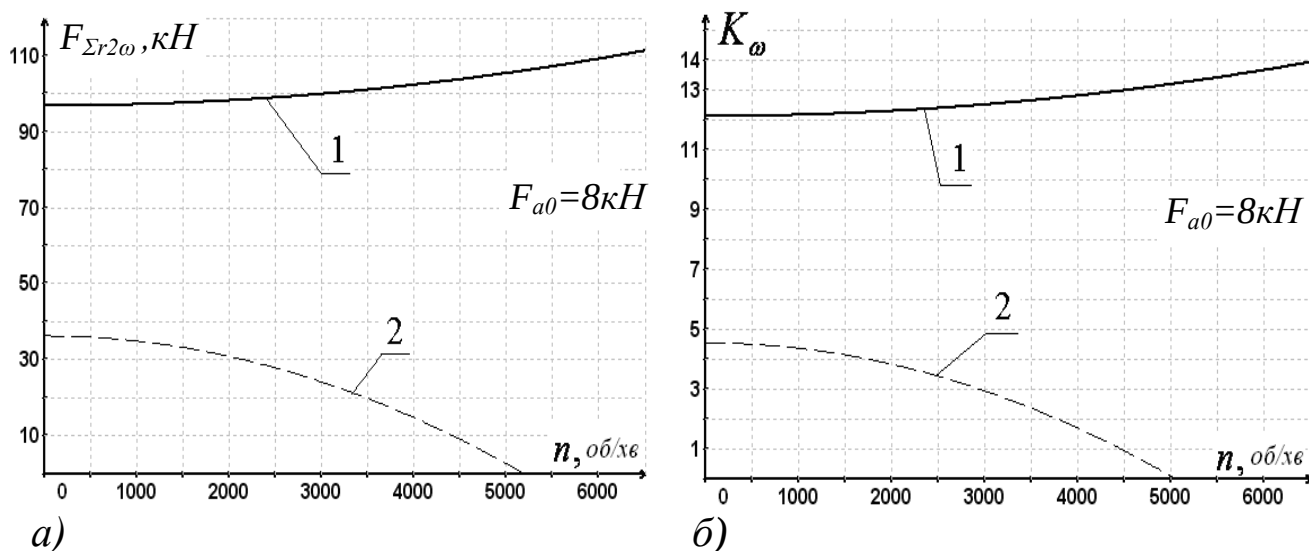


Рис. 3.5. Залежності характеристик ЗМ з цанговим – 1 та важільно-кулачковим – 2 патронами ($f=0,15$) від частоти обертання шпинделя верстата: а) $F_{\Sigma r 2 \omega}$; б) K_{ω}

Схема ЗМ з цанговим ЗП (рис. 3.2, а) є кращою для застосування у швидкохідному металообробному обладнанні, ніж з важільно-кулачковим (рис. 3.2, б). Зважаючи на значну частку токарної обробки, що ведеться з використанням ЗП з відкритим силовим контуром питания стабілізації зусилля затиску заготовки при підвищенні частоти обертання є вагомим.

3.3. Передатно-підсилюючі і пружні ланки у приводах затиску

Незалежно від конкретних схем і конструкцій ПрЗ завжди містить ППМ, що передає зусилля на вхід ЗП через пружні проміжні ланки, і ланку регулювання [2, 5, 14].

На даному етапі розвитку ЗМ верстатів токарної групи найбільшого поширення набули ПрЗ механічного виконання. У своїй виконавчій частині (ППМ) існуючі ПрЗ механічного виконання мають геометричні праобрази (моделі) кількості видів яких є обмежена (рис. 3.6): важільні, клинові, плунжерні, спіральні, зубчасті, гвинтові, пружні.

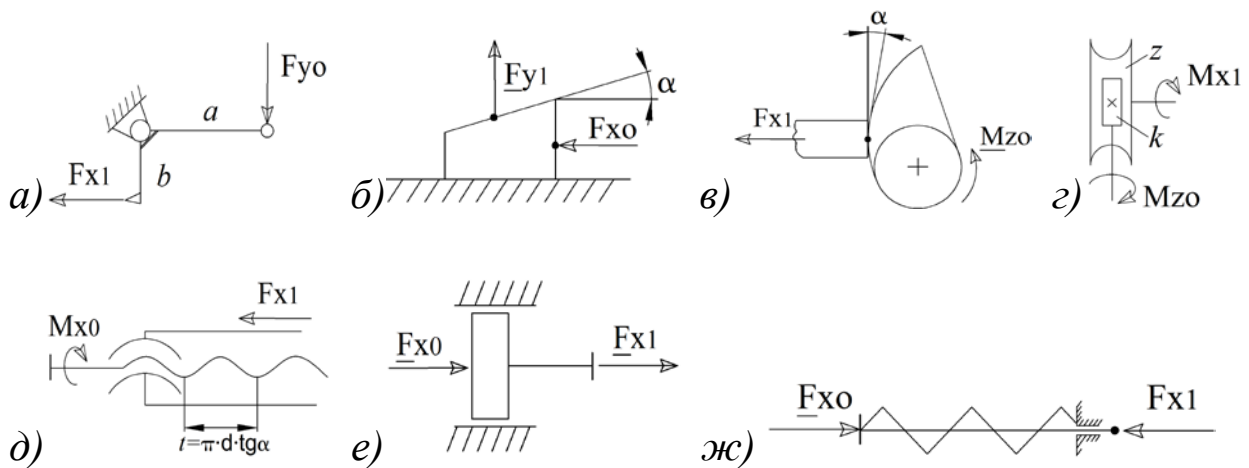


Рис. 3.6. Варіанти механічних перетворювачів енергії ПрЗ токарного автомата: а – важіль (LV); б – клин (WD); в – спіраль (SP); г – зубчата передача (GR); д – гвинт (SC); е – плунжер (PL); ж – пружина (SR)

Кількість перетворювачів силових потоків та їх видів (з числа вище перерахованих) може бути різною та комбінуватися. Відповідно у ПрЗ механічного виконання можуть існувати вхідні та вихідні силові потоки у вигляді сил та моментів сил. Очевидною є можливість існування ПрЗ, силові потоки яких розташовуються у тримірному просторі і мають інший набір координатних рухів. Для виявлення нових видів ПрЗ доцільно провести аналіз можливих варіантів просторового розташування та взаємної орієнтації вхідних та вихідних силових потоків.

Оскільки в токарних автоматах вихідна ланка ПрЗ знаходиться завжди у шпинделі, що обертається разом зі ЗП, доцільно сили і моменти позначати в циліндричній системі координат замість декартової системи (в дужках), тобто [3, 4]:

$F_a(F_x)$ – осьове зусилля вздовж осі обертання шпинделя (ОЗ);

$F_r(F_y)$ – радіальне зусилля, перпендикулярне осі обертання ОЗ;

$F_t(F_z)$ – тангенціальне зусилля, дотичне до циліндричної поверхні обертання ОЗ;

$M_a(M_x)$ – момент навколо осі обертання ОЗ;

$M_r(M_y)$ – момент навколо осі (радіуса), перпендикулярної до осі обертання ОЗ;

$M_t(M_z)$ – момент навколо осі, дотичної до циліндричної поверхні обертання ОЗ.

Найбільш поширеними серед ПрЗ механічного виконання є ПрЗ з геометричним замиканням силового контуру. Ведуча ланка ППМ таких ПрЗ виконує роль ланки системи геометричного замикання і

забезпечує стійку рівновагу цієї системи в замкнутому стані.

Основні конструктивні варіанти (схеми) ППМ з геометричним замиканням приведені на. рис. 3.7. Їх можна розбити на чотири групи за принципом передачі руху та сил від ведучої ланки до ведомої: механізми з розклинюючими елементами – кульками або роликами (рис. 3.7 а), з шарнірними багатоланковиками (рис. 3.7 б), з двоплечими важелями (рис. 3.7 в), та з передавальними ланками змішаного типу (рис. 3.7 г). Механізми змішаного типу і з шарнірними багатоланковиками практично не застосовуються у ПрЗ через підвищену чутливість по зусиллях та переміщеннях до похибок довжини ланок та зносу слабкої ланки – осі шарніра. Переважна кількість ПрЗ оснащені ППМ двох інших типів [2, 14].

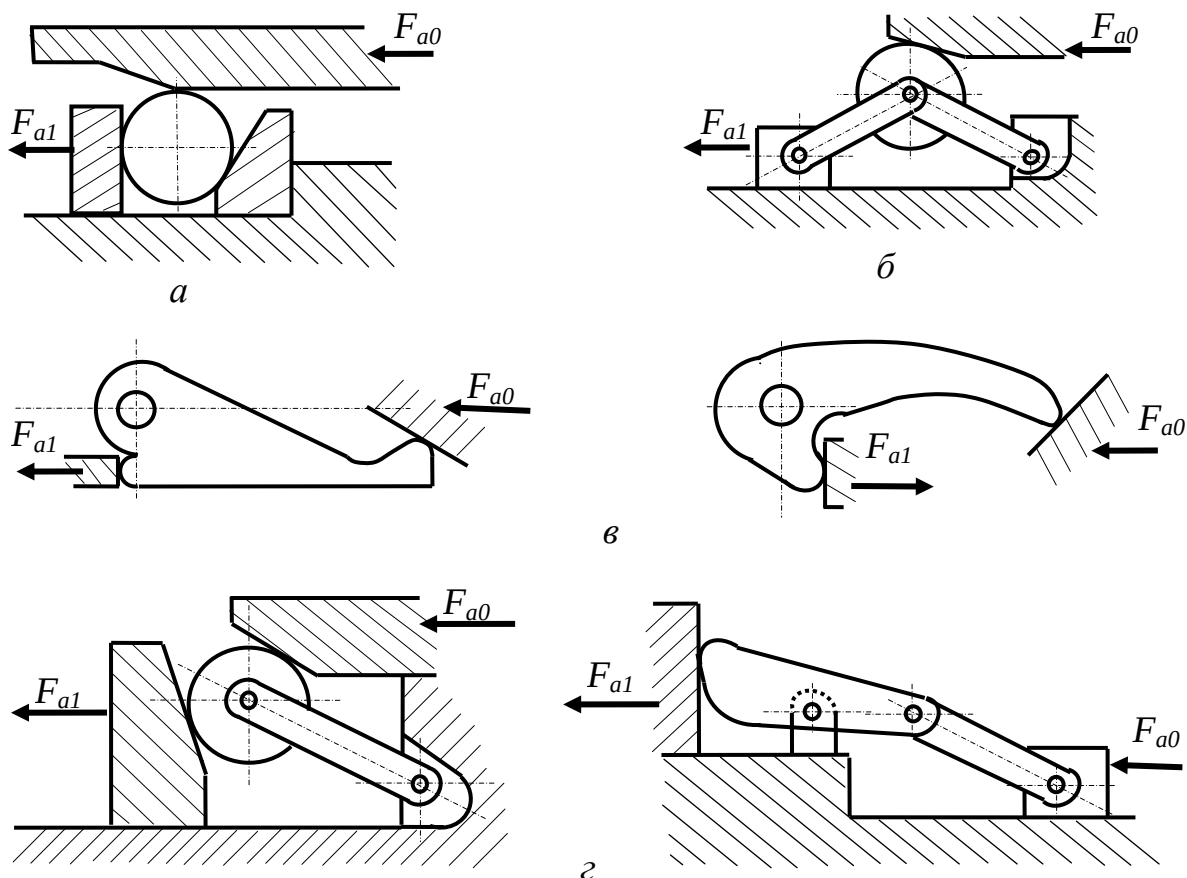


Рис. 3.7. Схеми передавально-підсилювальних механізмів

При проектуванні кулькових (роликових) ППМ необхідно мати на увазі, що найбільш вигідна в силовому аспекті схема механізму, досліджена в даній роботі, відповідає однаковому спрямуванню сил F_{a0} і F_{a1} , причому осьова складова вектора переміщена центру кульки при затиску співпадає з напрямом руху МЗ (рис. 3.8).

Відомий недолік кулькових (роликових) механізмів – розсіпання механізму при витяганні труби затиску може бути легко усунений, якщо переміщення веденої ланки механізму понад розрахункову величину l – обмежити пружинним кільцем або врізними півкільцями, як показано на рис.3.8, а.

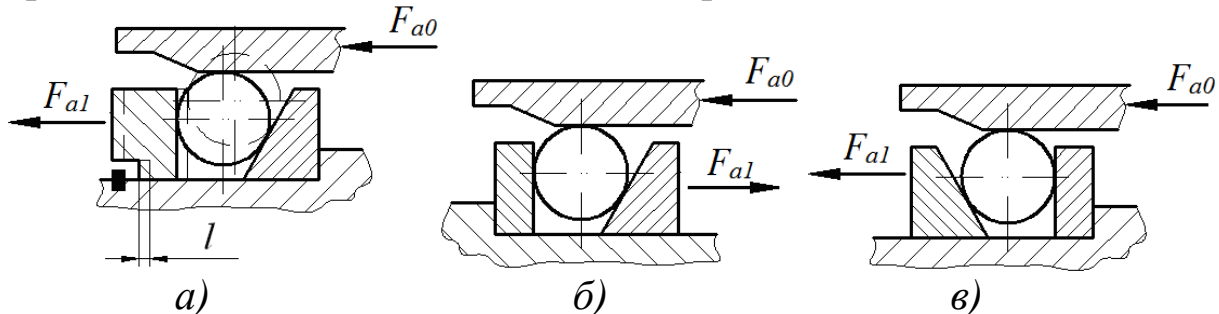


Рис.3.8. Конструкція кулькових механізмів: а – правильна, б – в – неправильна

При проектуванні приводу для переміщення муфти необхідно передбачати запаси (перебіги) по положенню кульки в станах "затиснуто" і "розтиснуто" – для компенсації похибок виготовлення і монтажу приводних вузлів. Величина " p " (рис.3.9, б) зазвичай приймається в межах 3...5 мм.

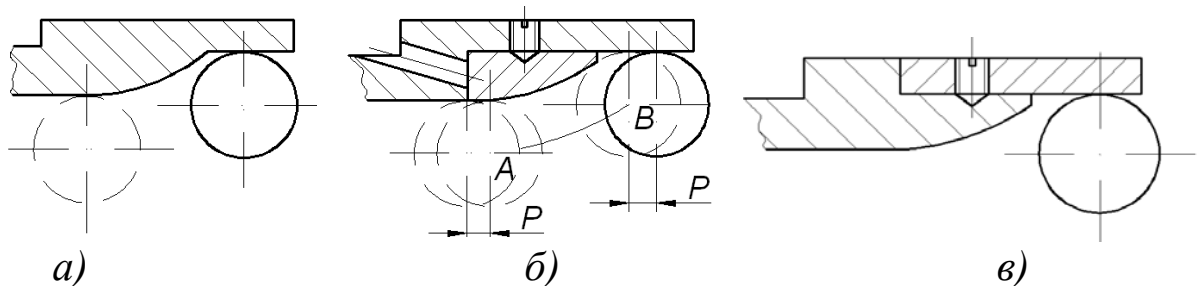


Рис.3.9. Конструкції муфт кулькових передавально-підсилювальних механізмів: а – традиційна, б – в – рекомендована

Сепаратор кулькового (роликового) механізму на відміну від муфти і кінчного кільця, що мають цементовані і загартовані поверхні, повинен виготовлятися із сталей марок 35 або 45 з поліпшенням або гарту до твердості не вище HRC 40...45, оскільки пластичні деформації поверхні його жолобів компенсують похибки виготовлення інших деталей механізму і різнорозмірність кульок (роликів). Відомі конструкції з сепаратором, виготовленим з бронзи, слід вважати нераціональними, оскільки зважаючи на невисоку твердість матеріалу поверхні жолобів швидко втрачають свою форму з витискуванням облоя, так само як і поверхня опорного торця сепаратора.

Радіуси кривизни жолобів сепаратора повинні перевищувати радіус кульки або периферії ролика на $0,5...2\text{мм}$, що сприяє зниженню витрат на тертя. Ширина жолобів для роликів повинна, для уникнути їх перекосу, забезпечувати по ширині ролика зазор порядку, $0,1...0,2\text{мм}$. Різномірність кульок або роликів в комплекті не повинна перевищувати $0,01...0,03\text{мм}$.

Рекомендації для конструювання компенсаторів.

Система передавальних ланок ПрЗ, окрім конструктивно необхідних елементів (труби затиску, гільзи і т.п.) може містити спеціально введені пружні ланки (компенсатори) з різними видами залежностей між їх деформацією і зусиллям, яке для цього потрібно.

Основна з вимог до конструкції компенсаторів – проектування їх опор і забезпечення умов базування на центруючій втулці, що сприяють рівномірному розподіленні навантаження, оскільки в іншому випадку жорсткість компенсатора може значно відрізнятись відносно розрахункової.

При деформації кільце лінійних компенсаторів відбувається викривлення їх меридіонального перерізу, що може викликати тертя кромки внутрішнього контуру з центруючою деталлю. З урахуванням цього, а також вимог, які пред'являються до точності базування цих компенсаторів, для кілець повинен бути передбачений зазор в посадці на центруючу деталь близько $0,5\text{мм}$, причому щоб уникнути тертя кромки внутрішній контур кільця в осьовому перерізі повинен виконуватися по дузі великого радіусу або з пологими фасками (рис. 3.10 б, г). Опори кілець варто проектувати, як показано на тому ж малюнку, причому для кілець типів на рис. 3.10 б, г врізання по внутрішньому, найбільш напруженому контуру кілець недопустимі.

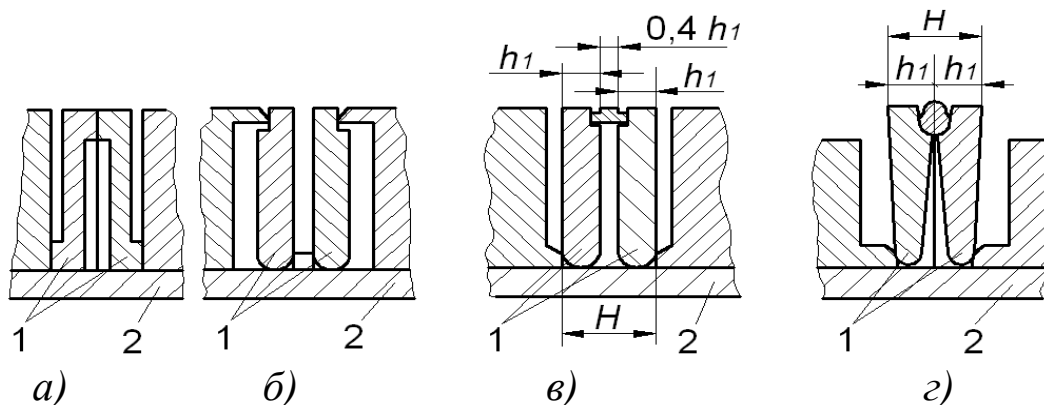


Рис.3.10. Конструкція опор компенсаторних кілець: а – неправильна, б – г – рекомендовані

Як вже було сказано, типом кілець, що рекомендується, для лінійних компенсаторів показано на рис. 3.10 *в* – плоскі кільця, товщина яких може бути отримана плоскою шліфовкою з точністю до 0,03...0,05 мм. Крім того, кільця цього типу, а також типу рис. 3.10 *г* при перевантаженнях, викликаних неправильним регулюванням механізму, отримують залишкове просідання, і їх можна використовувати при подальшій експлуатації механізму повернувши по відношенню до напрямку дії сили зворотною стороною. Кільця типів рис. 3.10 *а* і *б* при перевантаженнях найчастіше ламаються.

При проектуванні компенсаторів, складених з декількох кілець, мінімальний зазор між кільцями повинен бути не менш подвоєного максимального просідання, кільця. Для компенсаторів, розміри яких отримані з використанням графоаналітичного методу, цей зазор слід приймати рівним, 0,4 від товщини кільця.

Довговічність компенсаторних кілець залежить також від форми матеріалу, з якого вони виготовлені, наприклад з листових заготовок сталі марки 65Г (або з штучних заготовок, осажених куванням з прокату меншого діаметру). Рекомендується використовувати саме такі заготовки.

Силові параметри пружин залежать від розсіювання їх розмірів в межах виробничих допусків, тому комплектування пружин в пакети повинне проводитися селективним методом: силові характеристики пружин в одному пакеті не повинні відрізнятися більш, ніж на 5 відсотків. Зважаючи на особливості деформації тарілчастих пружин [5] зазор в їх посадці на центруючу деталь повинен бути не менше 0,5...0,7 мм, а опори виконуються у вигляді кільцевих площадок невеликої ширини.

Аналіз відмов ЗМ [5] для прутка і штучних заготовок БТА і напівавтоматів показав, що тарілчасті пружини, складені в пакети "одна назустріч іншій", часто виходили з ладу в результаті осадки, поломки або появи втомних тріщин. Основною причиною значного розкиду терміну служби пружин одного і того ж розміру є розкид жорсткості пружин в кожній половині парного зустрічного пакету, набраній з однієї або декількох пружин. Наочно це показано на рис. 3.11, де пакет зібраний з двох пружин з різною пружною характеристикою. Якщо при навантаженні пакету силами P' і P'' пружні деформації пружин будуть мати незначні коливання на ділянці приблизно лінійної характеристики, то при навантаженні силою P''' деформація І-ї пружини, меншої жорсткості, буде

відбуватися на ділянці пологої характеристики і мати два нестійкі положення C_1 і C_1' (на ділянці $\Delta f'$) і одне стійке C_1'' , що залежить від інтенсивності вантаження і пружної характеристики II-ї пружини.

З цього слідує, що в пакеті одна з пружин знаходиться в несприятливих умовах роботи з можливістю появи знакозмінного вигину, а друга – в стані погіршення роботи першої пружини і можливості розвантаження.

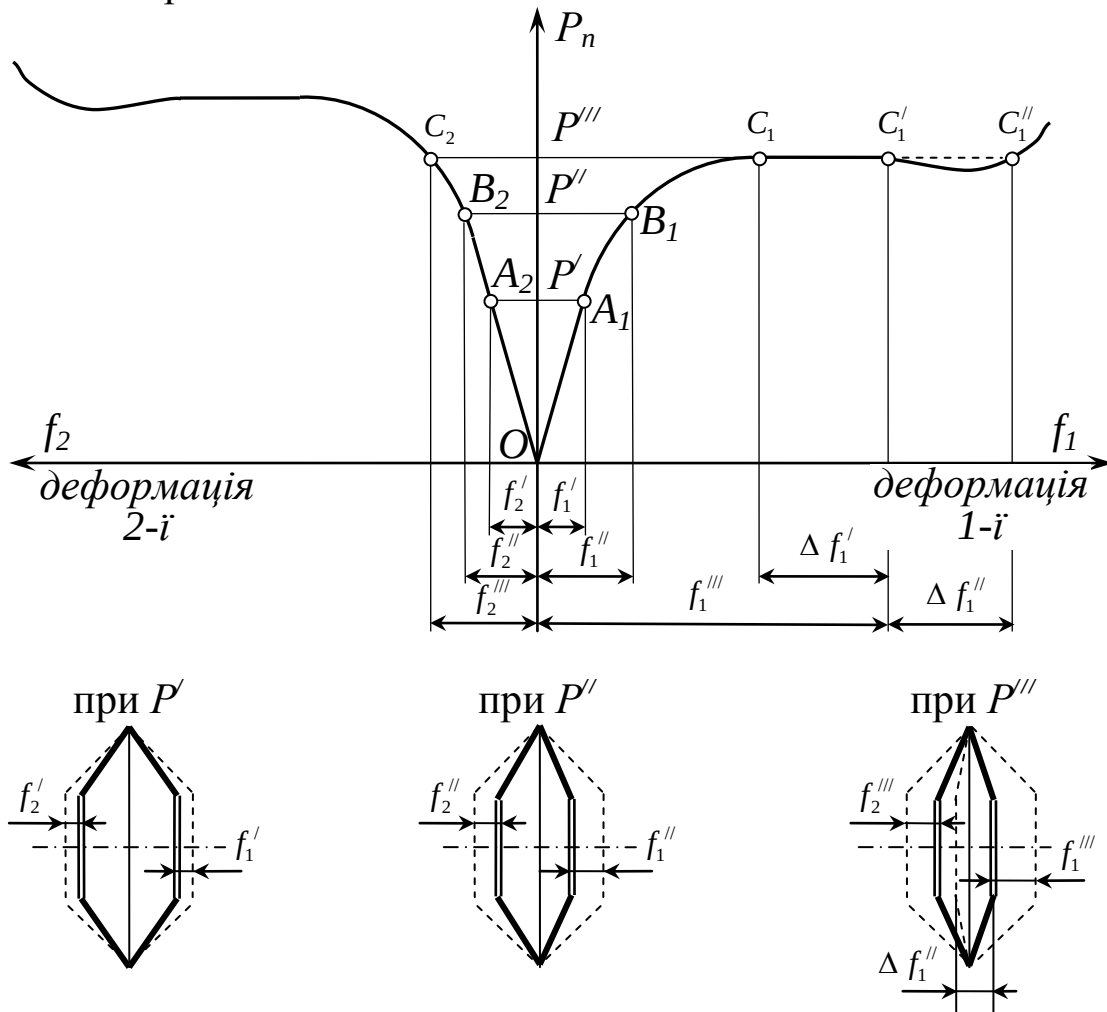


Рис. 3.11. Схема роботи пакету з двох тарілчастих пружин з різними пружними характеристиками

Якщо пружна ланка зібрана із ряду таких пакетів, то у випадку змінного навантаження та загальної деформації пружної ланки, більшої за максимальну деформацію $f_{\max}$ однієї пружини, може виникнути швидка поломка в тому пакеті, де максимальна різниця пружних властивостей напівпакетів, і в тій пружині менш жорсткого напівпакету, у якої жорсткість до ділянки пологої характеристики найменша. З цього випливає, що пружні ланки повинні комплектуватися із пакетів зустрічних тарілчастих пружин приблизно

рівній жорсткості і працювати на ділянках лінійної характеристики (до P''') у тому випадку, якщо загальна деформація більша за максимальну деформацію однієї пружини.

При відомих принципах затиску повна стабілізація сил в приводі не досягається через залежність натягу ПС механізму від зазору між ЗЕ патрона і заготовкою.

3.4. Передача сил у приводах затиску без врахування впливу відцентрових сил

У цьому пункті проведені порівняльні теоретичні дослідження залежності силових характеристик ПрЗ без врахування частоти обертання (за відсутності впливу відцентрових сил інерції, $n=0$, $\omega=0$) для їх найбільш поширених конструкцій – важільного та кулькового (роликового). Зазначені конструкції ПрЗ розглядаються у двох варіантах виконання: з охопленою та охоплюючою МЗ. Встановимо вирази для знаходження основної силової характеристики ПрЗ –

коефіцієнта підсилення $K_{\Pi} = \frac{F_{\Sigma a1}}{F_{a0}}$.

Моделювання силових характеристик важільних ПрЗ

Для важільних ПрЗ з охопленою (зовнішня фасонна поверхня, рис. 3.12, а) та охоплюючою (внутрішня фасонна поверхня, рис. 3.12, б) МЗ встановимо вирази для знаходження коефіцієнта підсилення $K_{\Pi B}$ у двох випадках: без врахування та з врахуванням тертя в опорі (шарнірі) важеля. Існуючі вирази для знаходження $K_{\Pi B}$ отримані графоаналітичним методом, тобто з силового трикутника, і не враховують момент тертя в опорі важеля та вплив відцентрових сил інерції (розглядається в наступних дослідженнях) неврахованих частин ПрЗ. Для можливості врахування впливу на $K_{\Pi B}$ тертя в опорі важеля (і, в подальшому, впливу відцентрових сил) вираз встановлюється аналітичним шляхом – з рівнянь рівноваги.

В дослідженнях розглядається важіль, плечі якого розміщені під прямим кутом, що відповідає найбільш поширеній схемі. На розрахункових схемах рис. 3.12 і 3.13 прийняті наступні позначення, величини яких повинні бути отримані з креслення ПрЗ натурального зразка або розраховані:

a і b – відповідно мале і велике плечі важеля;

$F_{\omega B}$ – відцентрова сила інерції, що діє на важіль ПрЗ;

c – плече сили $F_{\omega B}$;

β – кут між дотичною до профілю фасонної поверхні МЗ й віссю шпинделя;

O – циліндричний шарнір важеля;

A – точка контакту малого плеча важеля з упором;

B – точка контакту великого плеча важеля з МЗ;

C – центр ваги важеля;

R_B – повна реакція взаємодії важеля і МЗ, прикладена в точці В;

R_1, R_2, R_3 – реакції взаємодії кульки з МЗ, опорною і натискною шайбами відповідно;

M_{TP} – момент, що створюється силами тертя в шарнірі O ;

r_0 – радіус вала циліндричного шарніра O ;

$f = \tan \varphi$ – коефіцієнт тертя (приймаємо однаковий для всіх контактуючих поверхонь механізму), де φ – кут тертя.

За відсутності впливу відцентрових сил інерції на неврівноважені елементи ПрЗ (шпиндель не обертається) вирази для знаходження $K_{ПВ}$ механізму з охопленою (рис. 3.12, а) та охоплюючою (рис. 3.13, б) МЗ є однаковими.

Без врахування тертя в опорі важеля система рівнянь рівноваги важеля (рис. 3.12) має наступний вигляд:

$$\begin{cases} \sum_{k=1}^n F_{kx} = 0; \Rightarrow F_{a0} - F_{\Sigma a1} = 0; \\ \sum_{k=1}^n M_0(\vec{F}_k) = 0; \Rightarrow F_{\Sigma a1} \cdot a - F_{a0} \cdot \operatorname{ctg}(\beta + \varphi) \cdot b = 0. \end{cases} \quad (3.18)$$

Поділимо друге рівняння системи (3.18) на Q та виразимо $K_{ПВ}$

$$K_{ПВ} = \frac{F_{\Sigma a1}}{F_{a0}} = \operatorname{ctg}(\beta + \varphi) \cdot \frac{b}{a}. \quad (3.19)$$

З врахуванням тертя в опорі важеля рівняння суми моментів сил, що діють на важіль ППМ (рис. 3.12), відносно т. O має вигляд:

$$\sum_{k=1}^n M_0(\vec{F}_k) = 0; \Rightarrow F_{\Sigma a1} \cdot a - F_{a0} \cdot \operatorname{ctg}(\beta + \varphi) \cdot b + M_{TP} = 0, \quad (3.20)$$

де $M_{TP} = F_{a0} \cdot \operatorname{ctg}(\beta + \varphi) \cdot r_0 \cdot f$, а $f = \tan \varphi$.

Після підстановки M_{TP} та f в (3.20) рівняння має вигляд:

$$F_{\Sigma a1} \cdot a = F_{a0} \cdot [\operatorname{ctg}(\beta + \varphi) \cdot b - \operatorname{ctg}(\beta + \varphi) \cdot r_0 \cdot \tan \varphi]. \quad (3.21)$$

Для вираження з (3.21) $K_{ПВ}$ поділимо його на F_{a0}

$$\frac{F_{\Sigma a1}}{F_{a0}} = \operatorname{ctg}(\beta + \varphi) \cdot \frac{b}{a} - \frac{r_0}{a} \cdot \operatorname{ctg}(\beta + \varphi) \cdot \tan \varphi. \quad (3.22)$$

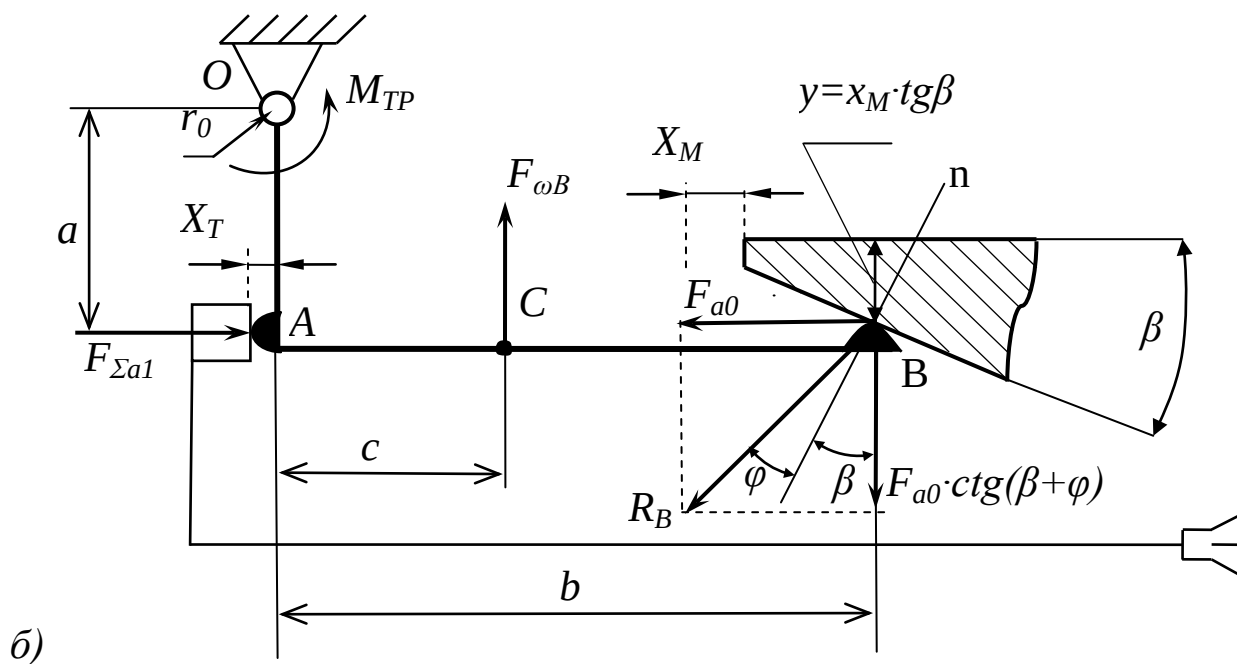
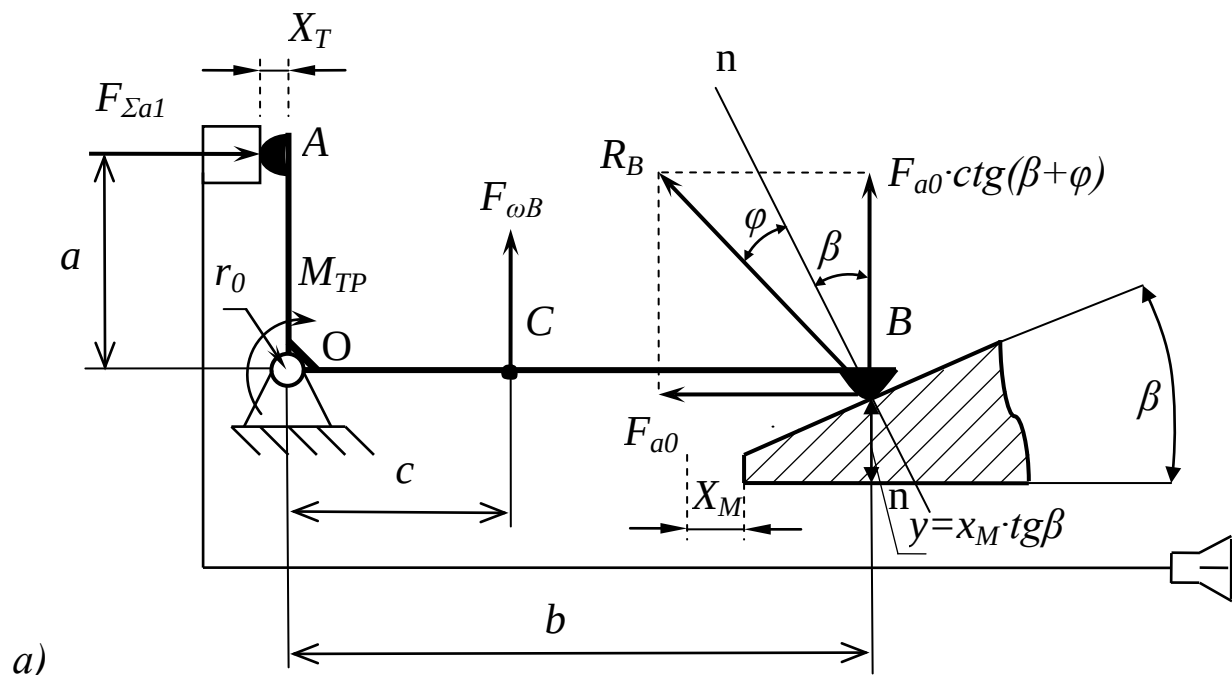


Рис. 3.12. Розрахункові схеми важільних ПрЗ з охопленою (а) та охоплюючою (б) МЗ

Таким чином, коефіцієнт підсилення важільного ПрЗ з охопленою або охоплюючою МЗ без врахування дії відцентрових сил інерції (при зупиненому шпинделі) та врахуванням тертя в опорі важеля визначається з виразу:

$$K_{ПВ} = \operatorname{ctg}(\beta + \varphi) \cdot \left(\frac{b}{a} - \frac{r_0}{a} \cdot \operatorname{tg} \varphi \right). \quad (3.23)$$

Модельовання силових характеристик ПрЗ з розклинюючими елементами

Існують вирази [2, 12, 14] для знаходження коефіцієнта підсилення $K_{ПК}$ кулькового (роликового) ПрЗ, який не враховує впливу відцентрових сил інерції (зупинений шпиндель). За відсутності впливу відцентрових сил інерції, тобто коли шпиндель не обертається або обертається з малою швидкістю, вираз дійсний для ПрЗ з розклинюючими елементами з охоплюючою (рис. 3.13, а) та охопленою (рис. 3.13, б) МЗ.

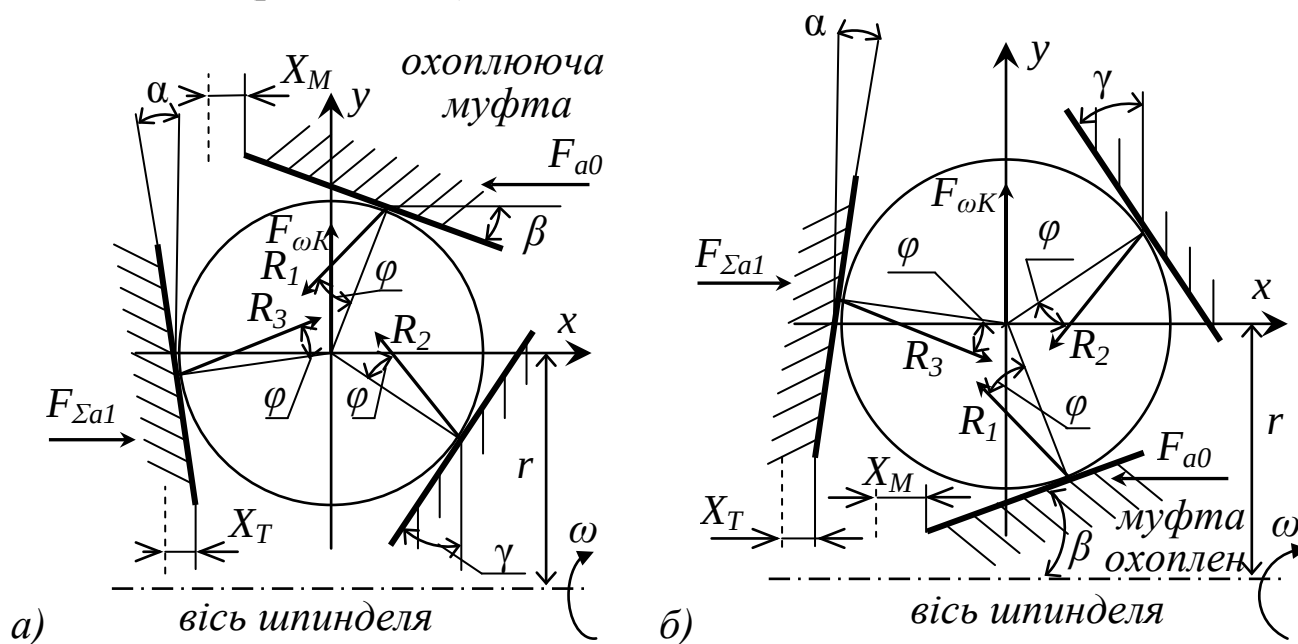


Рис. 3.13. Розрахункові схеми кулькового (роликового) ПрЗ з охоплюючою (а) та охопленою (б) МЗ

Схема на рис. 3.13, а є більш поширеною і реалізується в різних варіантах виконання у більшості ПрЗ з розклинюючими елементами. Схема на рис. 3.13, б майже не використовується.

Отже, як висновок, варто зазначити, що при зупиненому шпинделі або коли шпиндель обертається з малою кутовою швидкістю ПрЗ з геометричним замиканням (важільні і кулькові), що містять у своїй конструкції охоплену та охоплюючу МЗ, мають однакові силові характеристики.

3.5. Передача сил у приводах затиску з врахуванням впливу відцентрових сил

У цьому пункті проведені порівняльні теоретичні дослідження залежності силових характеристик ПрЗ з врахуванням частоти

обертання для їх найбільш поширених конструкцій – важільного та кулькового (роликового). Зазначені конструкції ПрЗ розглядаються у двох варіантах виконання: з охопленою та охоплюючою МЗ. на різних частотах обертання (з врахуванням впливу відцентрових сил інерції, $n \neq 0$, $\omega \neq 0$)

Моделювання силових характеристик важільних ПрЗ

Встановимо вирази для знаходження $K_{ПВ\omega}$ важільного ПрЗ з урахуванням частоти обертання шпинделя з врахуванням тертя в опорі важеля. Для цього (за аналогією з попередніми дослідженнями) розглянемо передачу сил у важільному ПрЗ з охопленою (рис. 3.12, а) та охоплюючою (рис. 3.12, б) МЗ з урахуванням впливу відцентрових сил інерції його неврівноважених елементів у двох випадках: без врахування та з врахуванням тертя в опорі (шарнірі) важеля.

Для можливості врахування впливу на $K_{ПВ\omega}$ тертя в опорі важеля та дії відцентрових сил інерції вираз встановлюється аналітичним шляхом – з рівнянь рівноваги сил, що діють на важіль ППМ. Існуючі вирази для знаходження $K_{ПВ}$ отримані графоаналітичним методом, тобто з силового трикутника, і не враховують момент тертя в опорі важеля та впливу відцентрових сил інерції.

Для ПрЗ з охопленою МЗ (зовнішня фасонна поверхня, рис. 3.12, а) встановимо вираз для знаходження коефіцієнта підсилення $K_{ПВ\omega}^3$ з урахуванням дії сил інерції неврівноважених частин, що дасть змогу оцінити вплив частоти обертання на силові характеристики даного ПрЗ (рис. 3.14):

– без врахування тертя в опорі важеля рівняння суми моментів сил, що діють на важіль ППМ, відносно т. О має вигляд

$$\sum_{k=1}^n M_0(\vec{F}_k) = 0; \Rightarrow F_{\Sigma a1} \cdot a - F_{\omega B} \cdot c - F_{a0} \cdot \text{ctg}(\beta + \varphi) \cdot b = 0. \quad (3.24)$$

Відцентрова сила інерції важеля

$$F_{\omega B} = m_B \cdot \omega^2 \cdot r_B, \quad (3.25)$$

де m_B – сумарна маса важелів ПрЗ; ω – кутова швидкість шпинделя; r_B – відстань від осі обертання шпинделя до центра ваги важеля.

З врахуванням (3.25) розділимо (3.24) на Q .

$$\frac{F_{\Sigma a1}}{F_{a0}} \cdot a - \frac{F_{\omega B}}{F_{a0}} \cdot c - \text{ctg}(\beta + \varphi) \cdot b = 0. \quad (3.26)$$

Виразимо коефіцієнт підсилення важільного ПрЗ з охопленою МЗ і врахуванням частоти обертання шпинделя (впливу відцентрових

сил інерції важеля) $K_{ПВ\omega}^{3/}$

$$K_{ПВ\omega}^{3/} = \frac{m_B \cdot \omega^2 \cdot r_B}{F_{a0}} \cdot \frac{c}{a} + \operatorname{ctg}(\beta + \varphi) \cdot \frac{b}{a}; \quad (3.27)$$

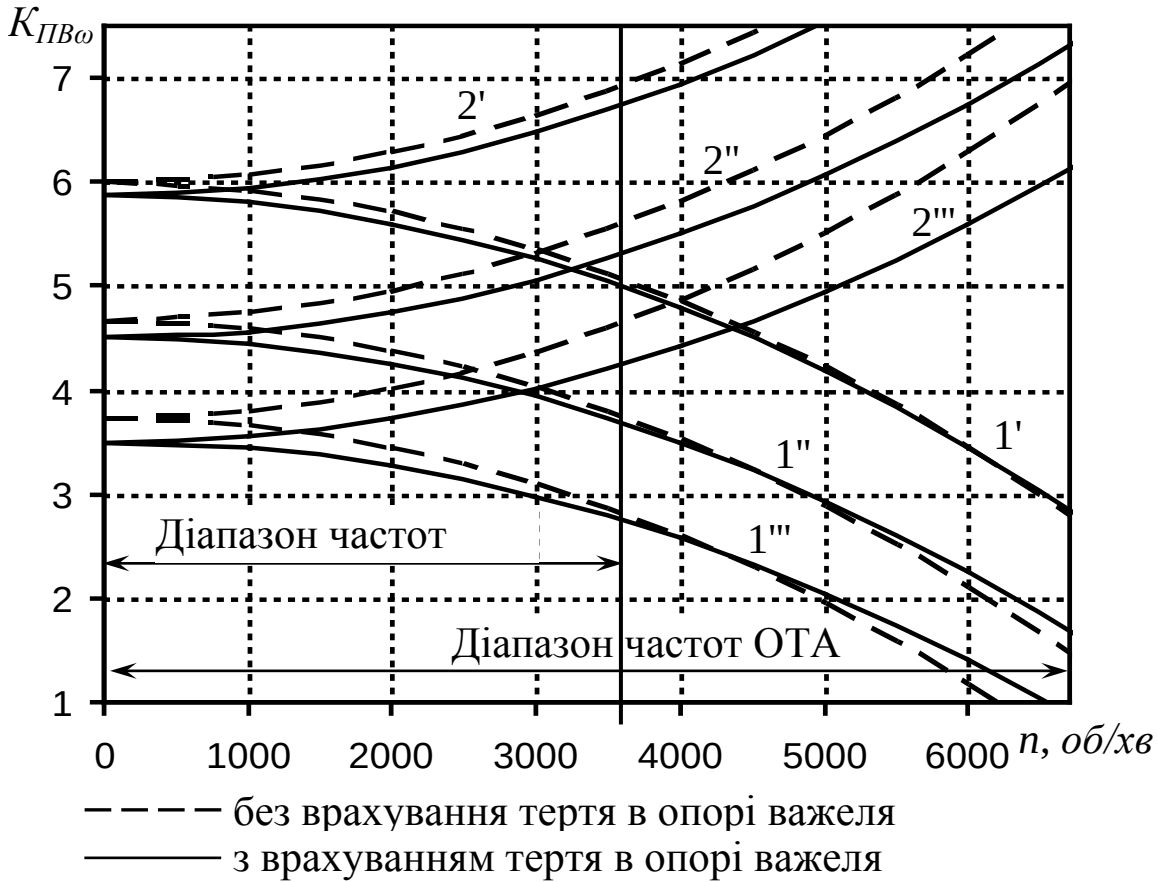


Рис. 3.14. Залежності $K_{ПВ\omega}$ важільного ПрЗ з охоплюючою – 1 та охопленою – 2 МЗ від частоти обертання шпинделя при $a=0,0185\text{м}$, $b=0,054\text{м}$, $c=0,0175\text{м}$, $m_B=0,516\text{кг}$, $r_B=0,06625\text{м}$, $r_0=0,01\text{м}$, $\beta=20^\circ$, $F_{a0}=5\text{кН}$ та різних φ : $1'(2')=6^\circ$, $1''(2'')=12^\circ$, $1'''(2''')=18^\circ$

– з врахуванням тертя в опорі важеля рівняння суми моментів сил, що діють на важіль ППМ, відносно т. О має вигляд

$$\sum_{k=1}^n M_0(\vec{F}_k) = 0; \Rightarrow F_{\Sigma a1} a - F_{a0} \operatorname{ctg}(\beta + \varphi) b - F_{\omega B} c + M_{TP} = 0. \quad (3.28)$$

Після ділення (3.28) на F_{a0} та підстановки (відповідно до схеми на рис. 3.12, а) $M_{TP} = (F_{a0} \operatorname{ctg}(\beta + \varphi) + F_{\omega B}) r_0 \operatorname{tg} \varphi$ і $F_{\omega B} = m_B \omega^2 r_B$ отримуємо вираз:

$$\frac{F_{\Sigma a1}}{F_{a0}} a - \operatorname{ctg}(\beta + \varphi) b - \frac{m_B \omega^2 r_B}{F_{a0}} c + \left(\operatorname{ctg}(\beta + \varphi) + \frac{m_B \omega^2 r_B}{F_{a0}} \right) r_0 \operatorname{tg} \varphi = 0 \quad (3.29)$$

Виражаємо з (3.29) $K_{ПВ\omega}^{3/}$

$$K_{PB\omega}^3 = ctg(\beta + \varphi) \frac{b - r_0 tg \varphi}{a} + \frac{m_B \omega^2 r_B}{F_{a0}} \cdot \frac{c - r_0 tg \varphi}{a}. \quad (3.30)$$

Для ПрЗ з охоплюючою МЗ (внутрішня фасонна поверхня, рис. 3.12, б):

– без врахування тертя в опорі важеля рівняння суми моментів сил, що діють на важіль ППМ, відносно т. О має вигляд

$$\sum_{k=1}^n M_0(\vec{F}_k) = 0; \Rightarrow F_{\Sigma a1} \cdot a + F_{\omega B} \cdot c - F_{a0} \cdot ctg(\beta + \varphi) \cdot b = 0. \quad (3.31)$$

Поділимо рівняння (3.31) на F_{a0} та з врахуванням $F_{\omega B} = m_B \omega^2 r_B$ виразимо $K_{PB\omega}^B$:

$$K_{PB\omega}^{B/} = ctg(\beta + \varphi) \frac{b}{a} - \frac{m_B \omega^2 r_B}{F_{a0}} \cdot \frac{c}{a}; \quad (3.32)$$

– з врахуванням тертя в опорі важеля рівняння суми моментів сил, що діють на важіль ППМ, відносно т. О має вигляд:

$$\sum_{k=1}^n M_0(\vec{F}_k) = 0; \Rightarrow F_{\Sigma a1} a - F_{a0} ctg(\beta + \varphi) b + F_{\omega B} c + M_{TP} = 0, \quad (3.33)$$

де (на відміну від попереднього випадку) відповідно до схеми на рис. 3.12, б $M_{TP} = (F_{a0} ctg(\beta + \varphi) - F_{\omega B}) r_0 tg \varphi$. Після ділення (3.33) на F_{a0} та підстановки $M_{TP} = (F_{a0} ctg(\beta + \varphi) - F_{\omega B}) r_0 tg \varphi$ і $F_{\omega B} = m_B \omega^2 r_B$ виражаємо $K_{PB\omega}^B$:

$$K_{PB\omega}^B = ctg(\beta + \varphi) \frac{b - r_0 tg \varphi}{a} - \frac{m_B \omega^2 r_B}{F_{a0}} \cdot \frac{c - r_0 tg \varphi}{a}. \quad (3.34)$$

З графіків на рис. 3.14 видно, що врахування тертя в опорі (шарнірі) важеля вносить помітні корективи в результати теоретичних досліджень силових характеристик ПрЗ, особливо при підвищенні частоти обертання.

Моделювання силових характеристик кулькових ПрЗ

Вираз для знаходження коефіцієнта підсилення $K_{ПК\omega}^B$ кулькового (роликового) ПрЗ з охоплюючою МЗ (рис. 3.13, а) при врахуванні впливу відцентрової сили отримується з співвідношення діючих на кульку сил (рис. 3.15). Відцентрова сила інерції $F_{\omega K}$, що діє на кульку під час обертання ПрЗ навколо осі, визначається з виразу $F_{\omega K} = z m \omega^2 r$, де z – кількість кульок; m – маса однієї кульки; ω – частота обертання; r – відстань центра тяжіння кульки від осі обертання ПрЗ.

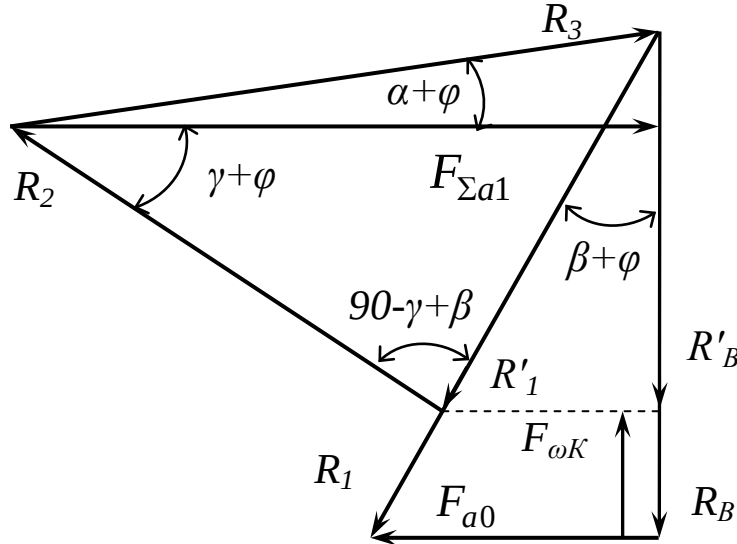


Рис. 3.15. Співвідношення сил у ПрЗ з розклинюючими елементами і охоплюючою МЗ

З рис. 3.15:

$$R_B' = R_B - F_{\omega K} = \frac{F_{a0}}{\operatorname{tg}(\beta + \varphi)} - F_{\omega K} = \frac{F_{a0} - F_{\omega K} \operatorname{tg}(\beta + \varphi)}{\operatorname{tg}(\beta + \varphi)}; \quad (3.35)$$

$$R_1' = \frac{R_B'}{\cos(\beta + \varphi)} = \frac{F_{a0} - F_{\omega K} \cdot \operatorname{tg}(\beta + \varphi)}{\sin(\beta + \varphi)}; \quad R_3 = \frac{F_{\Sigma a1}}{\cos(\alpha + \varphi)}. \quad (3.36)$$

З теореми "синусів" випливає:

$$\frac{\sin(\alpha + \gamma + 2\varphi)}{R_1'} = \frac{\cos(\gamma - \beta)}{R_3}. \quad (3.37)$$

Підставимо в останній вираз попередні

$$\frac{\sin(\alpha + \gamma + 2\varphi) \cdot \sin(\beta + \varphi)}{F_{a0} - F_{\omega K} \cdot \operatorname{tg}(\beta + \varphi)} = \frac{\cos(\gamma - \beta) \cdot \cos(\alpha + \varphi)}{F_{\Sigma a1}},$$

$$\frac{F_{\Sigma a1}}{F_{a0} - F_{\omega K} \cdot \operatorname{tg}(\beta + \varphi)} = \frac{\cos(\gamma - \beta) \cdot \cos(\alpha + \varphi)}{\sin(\alpha + \gamma + 2\varphi) \cdot \sin(\beta + \varphi)}. \quad (3.38)$$

Поділимо (3.38) на F_{a0} . Таким чином отримуємо формулу для визначення $K_{ПК\omega}^B$ розглянутого кулькового механізму

$$K_{ПК\omega}^B = \frac{F_{\Sigma a1}}{F_{a0}} = \frac{\cos(\gamma - \beta) \cos(\alpha + \varphi) \left[1 - \omega^2 \frac{z \cdot m \cdot r}{F_{a0}} \operatorname{tg}(\beta + \varphi) \right]}{\sin(\alpha + \gamma + 2\varphi) \cdot \sin(\beta + \varphi)}. \quad (3.39)$$

Оскільки в (3.39) величина ω знаходиться в чисельнику із знаком "мінус", то збільшення частоти обертання механізму призведе

до зменшення $K_{ПК\omega}^B$ (рис.3.16) і більше при збільшенні кута тертя φ .

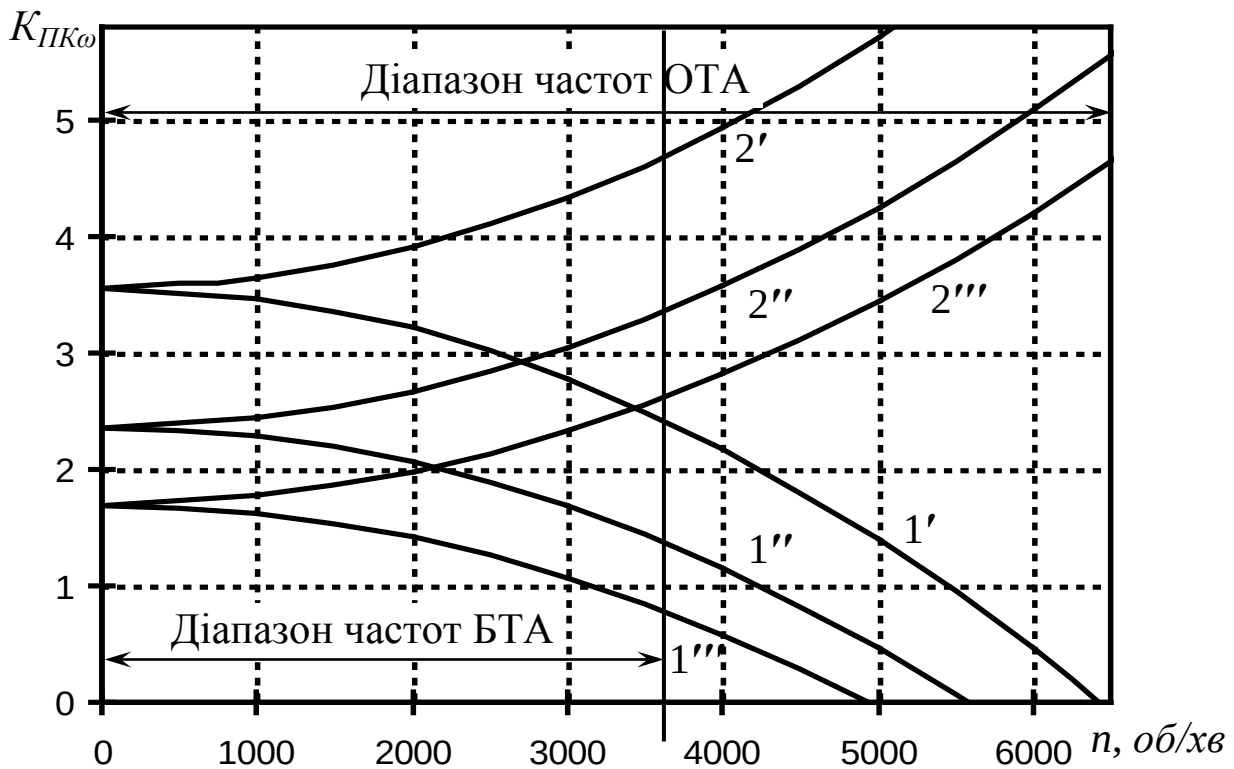


Рис. 3.16. Залежності $K_{ПК\omega}$ кулькового ПрЗ з охоплюючою – 1 та охопленою – 2 МЗ від частоти обертання шпинделя при $\alpha+\gamma=35^\circ$, $\beta=15^\circ$, $z=8$, $m=0,06\text{кг}$, $r=0,06\text{м}$, $F_{a0}=5\text{кН}$ та різних φ : $1'(2)=6^\circ$; $1'(2')=12^\circ$; $1''(2'')=18^\circ$

Вираз $K_{ПК\omega}^3$ кулькового ПрЗ з охопленою МЗ (зовнішня фасонна поверхня, рис. 3.13, б) при врахуванні впливу відцентрової сили інерції кульок $F_{\omega K}$ отримується із співвідношення сил, зображеного на рис. 3.17.

За аналогією з попереднім дослідженням, опираючись на розрахункову схему на рис. 3.17, отримуємо вираз для визначення коефіцієнта підсилення кулькового механізму з охопленою МЗ – $K_{ПК\omega}^3$.

$$K_{ПК\omega}^3 = \frac{\cos(\gamma - \beta) \cos(\alpha + \varphi) \left[1 + \omega^2 \frac{z \cdot m \cdot r}{F_{a0}} \operatorname{tg}(\beta + \varphi) \right]}{\sin(\alpha + \gamma + 2\varphi) \cdot \sin(\beta + \varphi)}. \quad (3.40)$$

З рис. 3.14, 3.16 та 3.18 видно, що зміна частоти обертання по-різному впливає на силові характеристики ПрЗ з охопленою і

охоплюючою МЗ. Це пояснюється додатковим переміщенням розклинюючих елементів або важелів під впливом відцентрових сил інерції, що у випадку з охопленою МЗ спричиняє появу додаткового зусилля на виході ПрЗ, а у випадку з охоплюючою МЗ навпаки. Таким чином ПрЗ може впливати на величину натягу в ЗМ і змінювати величину зусилля затиску у разі зміни частоти обертання шпинделя, тому для високошвидкісної обробки рекомендується застосування ПрЗ з охопленою МЗ.

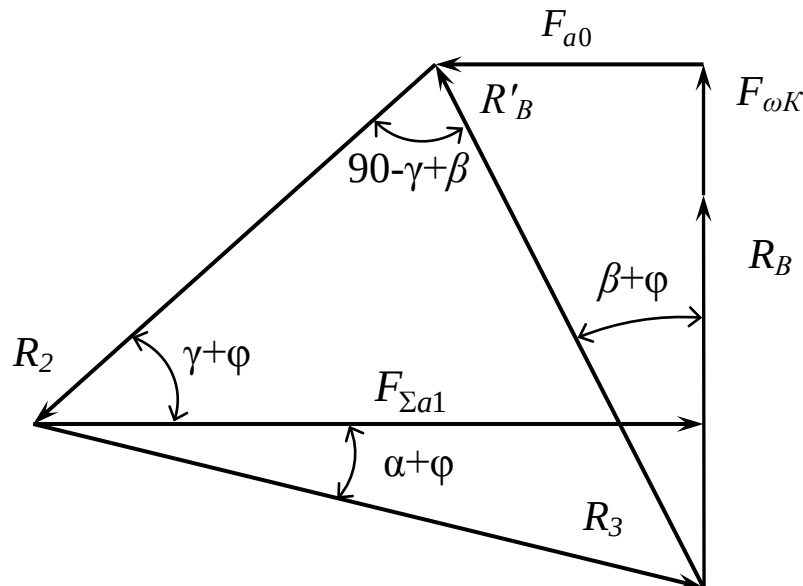


Рис. 3.17. Співвідношення сил у ПрЗ з розклинюючими елементами і охопленою МЗ

Відмінність у зміні силових характеристик ПрЗ з охопленою та охоплюваною МЗ при підвищенні частоти обертання шпинделя можна виразити коефіцієнтами $\alpha_{KB} = \frac{K_{PB\omega}^3}{K_{PB\omega}^B}$ для важільного і

$\alpha_{KK} = \frac{K_{PK\omega}^3}{K_{PK\omega}^B}$ для кулькового ПрЗ. У табл. 3.1 наведені значення α_{KB} і

α_{KK} при різних частотах обертання шпинделя і параметрах важільного ПрЗ (за схемою на рис. 3.12.): $a=0,0185\text{м}$, $b=0,054\text{м}$, $c=0,0175\text{м}$, $m_B=0,516\text{кг}$, $r_B=0,06625\text{м}$, $r_0=0,01\text{м}$, $\beta=20^\circ$, $F_{a0}=5\text{кН}$, $\varphi=12^\circ$ та кулькового ПрЗ (за схемою на рис. 3.13.): $\alpha+\gamma=35^\circ$, $\beta=15^\circ$, $z=8$, $m=0,06\text{кг}$, $r=0,06\text{м}$, $F_{a0}=5\text{кН}$, $\varphi=12^\circ$.

Величина коефіцієнта тертя також відчутно впливає на силові характеристики ПрЗ (рис. 3.14, 3.16, 3.18), що вказує на важливість

якісної обробки контактуючих рухомих поверхонь та їх змашування.

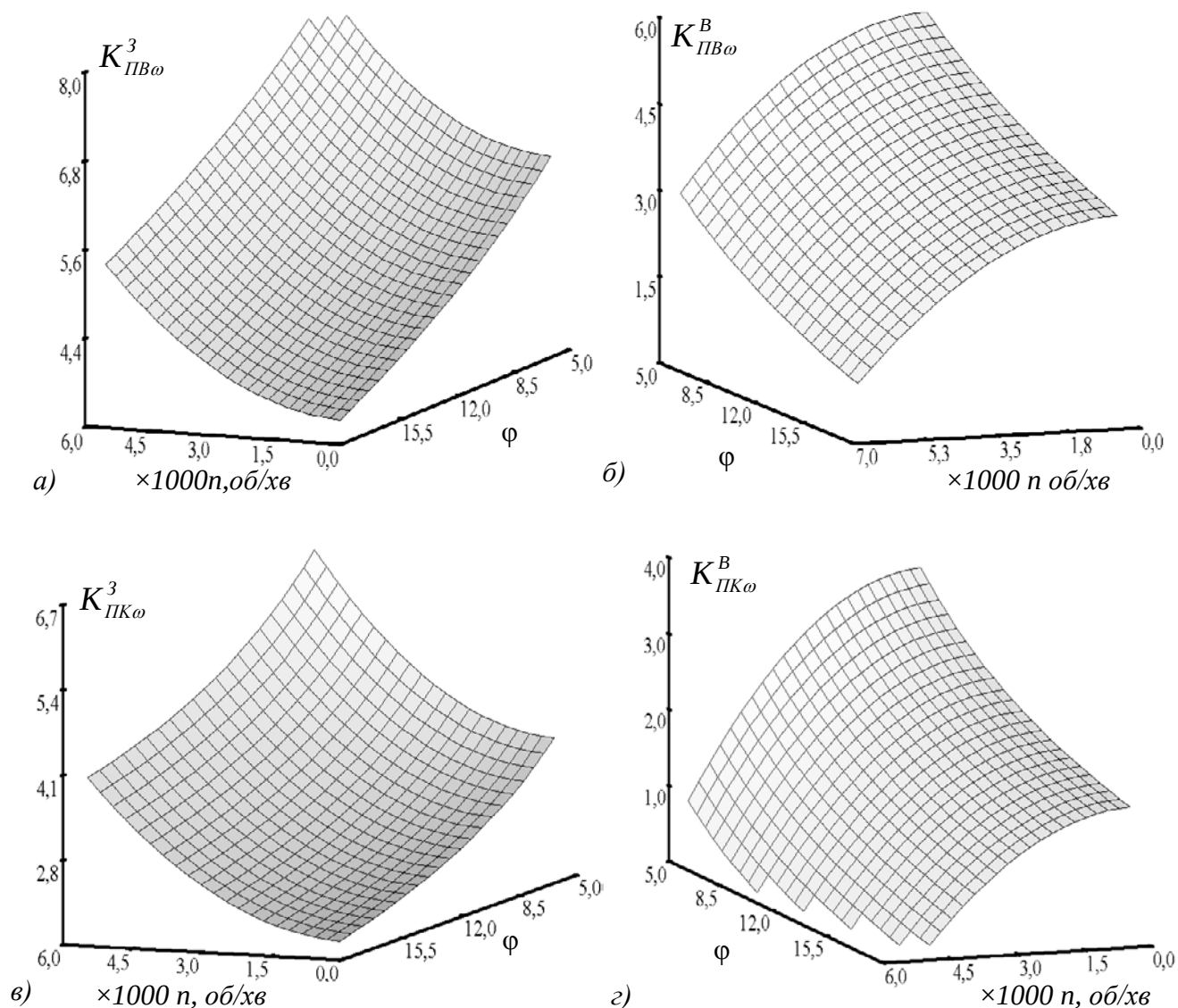


Рис. 3.18. Залежності $K_{П\omega}$ важільного – а) і б) та кулькового – в) і г) ПрЗ з охоплюючою – б) і г) та охопленою – а) і в) МЗ від частоти обертання шпинделя n та кута тертя φ

Таблиця 3.1

Порівняння силових характеристик важільного і кулькового ПрЗ з охопленою і охоплюючою МЗ при зміні частоти обертання шпинделя

$n, \text{об./хв}$	0	1000	2000	3000	4000	5000	6000	7000
$\alpha_{KB} = \frac{K^3_{ПВ\omega}}{K^B_{ПВ\omega}}$	1	1,03	1,12	1,29	1,57	2,06	3,00	5,26
$\alpha_{KK} = \frac{K^3_{ПК\omega}}{K^B_{ПК\omega}}$	1	1,07	1,29	1,81	3,11	9,07	∞	∞

Варто зазначити, що збільшення частоти обертання шпиндельного вузла ще в межах докритичного діапазону викликає зміну (біля 30%, рис. 3.14, 3.16, 3.18) величини коефіцієнта підсилення розглянутих ПрЗ. Це підтверджує важливість та необхідність вдосконалення існуючих та створення нових конструкцій ПрЗ для високошвидкісної обробки на ТА.

3.6. Силкові портрети затискних механізмів з різними приводами затиску та затискними патронами

Графічне зображення характеристики системи ЗМ може бути представлене у вигляді силового портрета (рис.3.19) [5] – плоскої (або просторової) картини, де зображені залежності в квадрантах: *I* – осьової $F_{\Sigma a1}$ і радіальної $F_{\Sigma r2}$ сил затиску, тобто силова характеристика підсилювального елемента – патрона (A_1, B_1); *II* – осьової сили $F_{\Sigma a1}$ від деформації f_y ПСМ, тобто характеристика жорсткості ПСМ (A_2, B_2); *III* – деформації f_y ПСМ від відхилень діаметра заготовки, що затискається Δd , тобто характеристика впливу (A_3, B_3); *IV* – радіальної сили $F_{\Sigma r2}$ від відхилення розміру деталі Δd , тобто силова характеристика об'єкта закріплення заготовки (A_4, B_4). На силовому портреті ЗМ позначення точками *A* (A_1 - A_4) відповідають мінімальному розміру заготовки, а точкою *B* (B_1 - B_4) – максимальному.

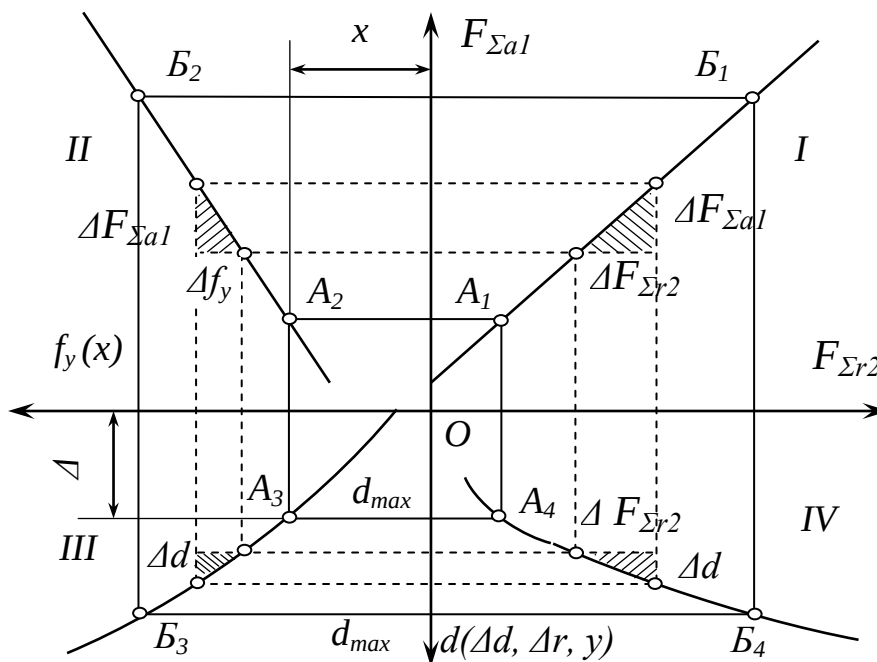


Рис. 3.19. Силовий портрет ЗМ

Характеристика кожної ланки системи ЗМ також може бути виражена через відповідні показники, які визначаються відношенням вхідної та вихідної величини. Виходячи з цього показником *I* квадранта (або силовою характеристикою ЗП) є коефіцієнт підсилення $K_{II} = \Delta F_{\Sigma r2} / \Delta F_{\Sigma a1}$; показником квадранта *II* або характеристикою жорсткості ПСМ – приведена жорсткість ПрЗ, яка враховує деформації $C_{np} = \Delta F_{\Sigma a1} / \Delta f_y$; показником *III* квадранта (або характеристикою ланки умовного зворотного зв'язку за розташуванням) – передавальне відношення (або характеристика впливу) $i_0 = \Delta f_y / \Delta d$ (або $\Delta X / \Delta d$); показником *IV* квадранта або силовою характеристикою об'єкту закріплення – коефіцієнт нестабільності радіальної сили затиску $\varepsilon_T = \Delta F_{\Sigma r2} / \Delta d$.

Графоаналітичний метод розрахунку силових характеристик ЗМ дозволяє визначити величину нестабільності радіальної сили затиску $F_{\Sigma r2}$ в залежності від відхилень Δd (квадрант *IV*) при відомих характеристиках ЗП (квадрант *I*), ПСМ (квадрант *II*), передавального відношення передавально-підсилювальної ланки ЗП (квадрант *III*) та різному регулюванню, а також оцінити шляхи стабілізації та регулювання цієї сили та похідних від неї. Отже, кожній структурі ЗМ при відхиленні Δd діаметра прутка відповідає граничне значення зміни характеристик сили, точності, жорсткості. (рис. 3.20, *а*).

Проміжні (поточні) значення сил та переміщень в ЗМ можна визначити за положення ведучої ланки шляхом розгляду характеристик всіх ланок системи у вигляді силових портретів також у просторовій системі координат (рис. 3.20, *б*). Наприклад, в ЗМ з геометричним замиканням вхідну силу F_{a0} що прикладена до МЗ в залежності від Δd , регулювання зазору Δ та жорсткості ПЛ C_y можна знайти при наявності інформації про характеристики окремих послідовно з'єднаних ланок. Шляхом послідовної побудови (рис. 3.20, *в*) отримуємо $F_{a0} - \Delta d$ (квадрант *VIII*).

ЗМ з певною структурою ПрЗ та ЗП має свій портрет, що відображає його характеристики за величиною вхідних та вихідних зусиль, точністю і жорсткістю (рис. 3.21). На рис. 3.22, *а* представлені характеристики ЗМ з цанговим патроном та ПСМ, що має лінійну характеристику або без ПЛ а також з ПЛ у вигляді

попередньо натягнутого пакета тарільчатих пружин. Обидва механізми відрегульовані так, що при затиску прутка мінімального діаметра створюють однакові сили $F_{\Sigma a1 \min}$ (т. A_2) та $F_{\Sigma r2 \min}$ (т. A_4).

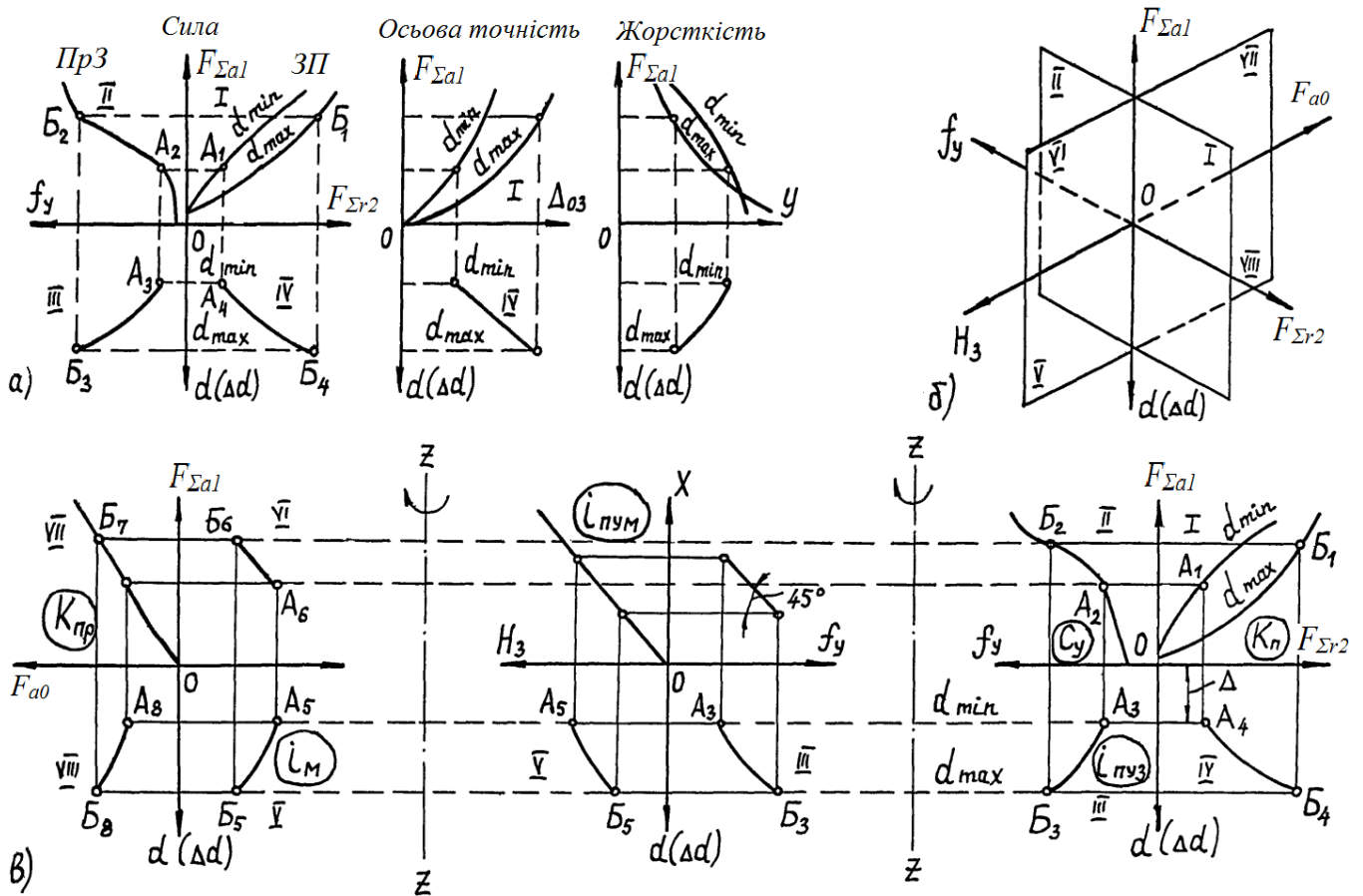


Рис. 3.20. Силіві, точнісні, жорсткісні портрети (а) та послідовність побудови силового портрета цангового ЗМ з геометричним замиканням (б, в)

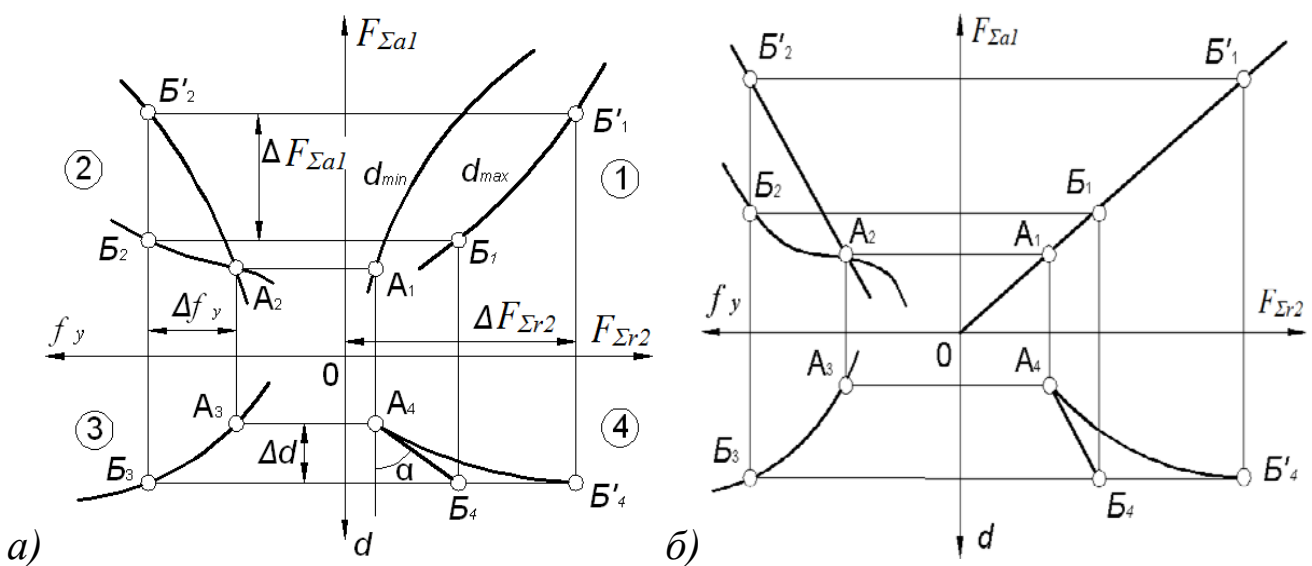


Рис. 3.21. Силіві портрети ЗМ з геометричним замиканням з цанговим – а) та кулачковим – б) патронами

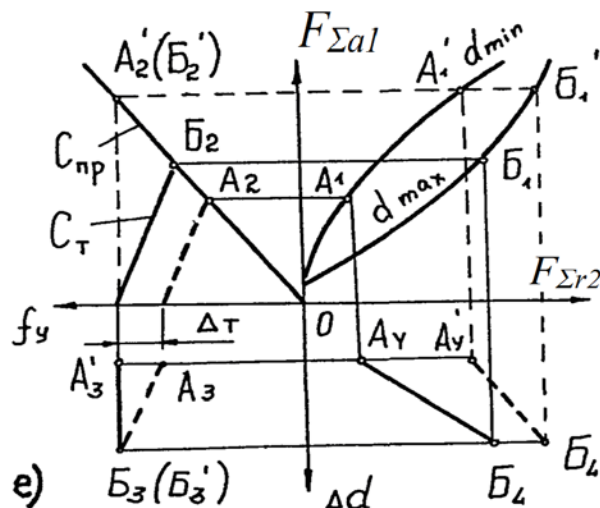
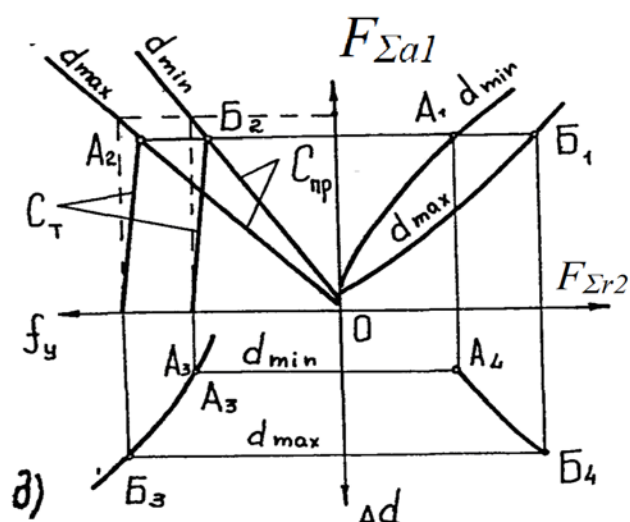
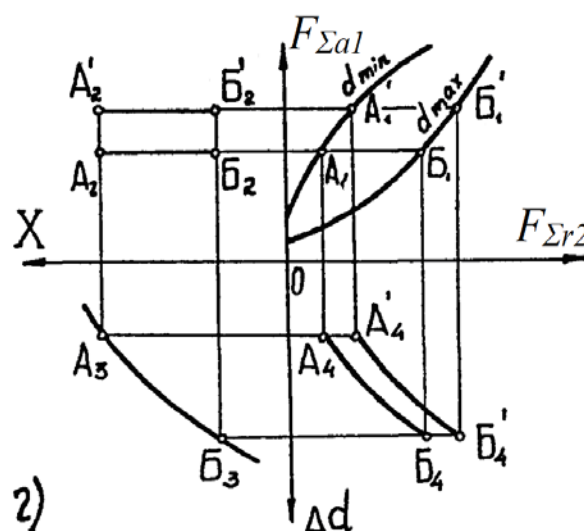
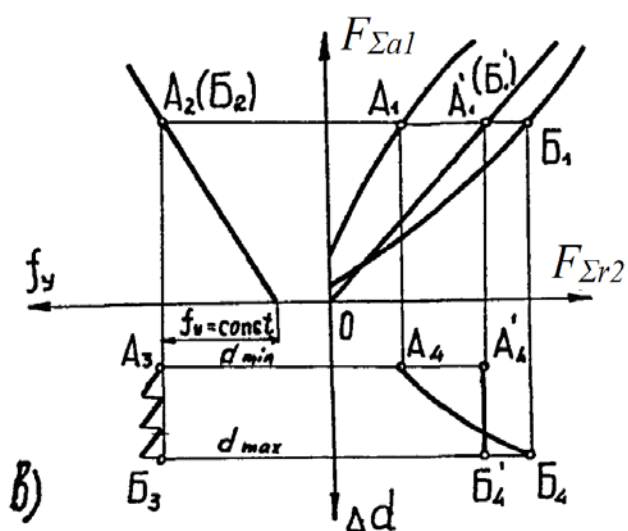
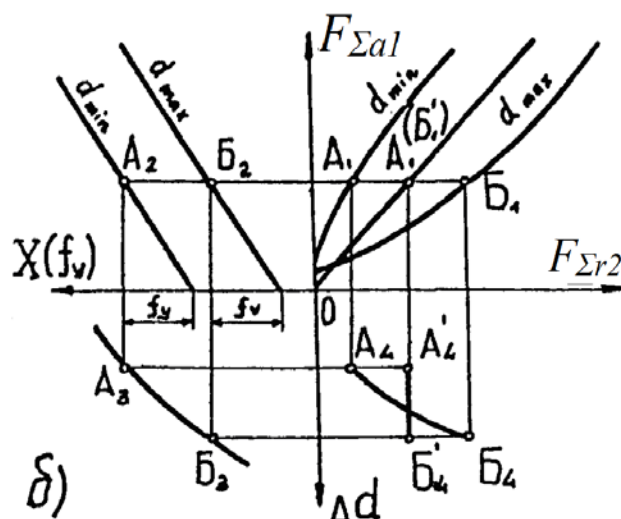
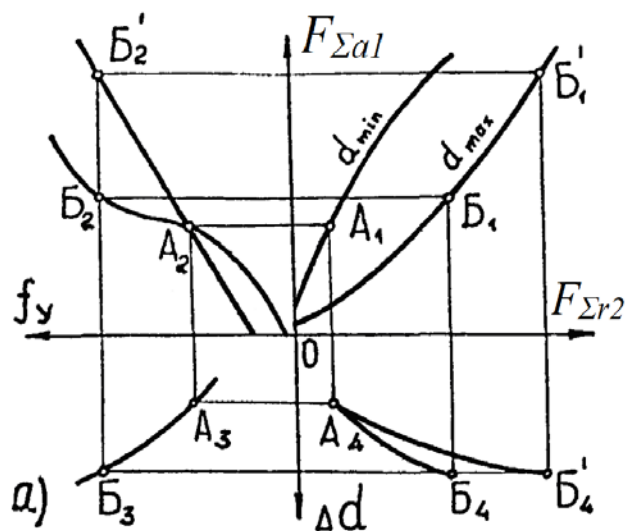


Рис. 3.22. Силкові портрети ЗМ: а – з геометричним замиканням; б – змінної структури або з автоматичним регулюванням в ПрЗ; в – з декількома ділянками геометричного замикання; г – з силовим замиканням; д, е – з самогальмуванням

При відсутності ПЛ або при наявності ПСМ з крутою лінійною характеристикою максимальне значення $F_{\Sigma r2max}$ (т. B_4') значно вище, ніж при наявності ПЛ з пологою ділянкою характеристики (т. D_4).

Використання ПрЗ з механізмами змінної структури (рис. 3.22, б) при точно фіксованому положенні рухомого упору навіть при цанговому ЗП дає таке ж відхилення $F_{\Sigma r2}$ при жорсткій ПЛ (крива A_4B_4 на рис. 3.22, а) як звичайний ЗМ з клиновим ЗП. Майже повна стабілізація сили $F_{\Sigma r2}$ при ПрЗ змінної структури з додатковим підведенням енергії досягається шляхом використання ЗП з $K_{II}=const$ (пряма A_4B_4 паралельно осі Δd). На рис. 3.22, в представлено портрет цангового ЗМ з геометричним замиканням, МЗ якого має декілька ділянок замикання. Силевий портрет цангового ЗМ з силовим замиканням представлено на рис. 3.22, г при двох регулюваннях механізму (для двох тисків P або осьової сили $F_{\Sigma a1}$ – прямі A_2B_2 та $A_2'B_2'$). Варіанти силового портрета для ЗМ з самогальмуванням представлені на рис. 3.22, д, е.

Складові $F_{\Sigma r2}$ для поширених ЗМ з силовим та геометричним замиканням показані на силових портретах (рис. 3.23). В ЗМ з силовим замиканням (рис. 3.23, а) (наприклад, з гідроприводом при тиску рідини $P=const$) та клиновим або важільним кулачковим патроном з постійним коефіцієнтом підсилення ($K_{II}=const$) $\Delta F_{\Sigma r2}^1=0$, $\Delta F_{\Sigma r2}^2=0$. У цанговому ЗМ з геометричним замиканням, лінійною ПЛ та затяжною цангою (рис. 3.23, б) $\Delta F_{\Sigma a1}$ та ΔK_{II} залежать від Δd , тобто такий механізм нестабільний за величиною сили та не може забезпечити $F_{\Sigma r2}=F_{\Sigma r2}^0=const$, оскільки через особливості роботи ПрЗ та ЗП $\Delta F_{\Sigma r2}^1 \neq 0$, $\Delta F_{\Sigma r2}^2 \neq 0$. Відповідно до результатів теоретичних та експериментальних досліджень [5], при $\Delta d > 0$ та $\Delta F_{\Sigma r2}^1 > 0$ і $\Delta F_{\Sigma r2}^2 > 0$. При певних допущеннях для $\Delta d > 0$ (рис. 3.23, б).

$$\Delta F_{\Sigma r2}^1 = C_{II} \cdot \Delta f \cdot \operatorname{ctg}(\alpha + \varphi_0) = 0,5 C_{II} \cdot \Delta d \cdot \operatorname{ctg}(\alpha + \varphi_0) \operatorname{ctg} \alpha,$$

$$\Delta F_{\Sigma r2}^2 = (S_0 + 0,5 C_{II} \cdot \Delta d \cdot \operatorname{ctg} \alpha) \cdot \frac{2 K_d \cdot \Delta d}{1 - K_d \cdot \Delta d}$$

де C_{II} – жорсткість ПрЗ; $\Delta f = 0,5 \cdot \Delta d \cdot \operatorname{ctg} \alpha$ – додатковий натяг пружної системи ПрЗ; φ_0 – кут тертя в конічному з'єднанні при точковому або лінійному поздовжньому контакті, що рівний куту тертя у плоскому клиновому з'єднанні; α – половина кута конуса цанги; K_d – коефіцієнт, що враховує зміну умов контакту цанги з шпинделем та прутком в поздовжньому січенні; Δd – максимальне

відхилення діаметра прутка від діаметра робочого отвору цанги.

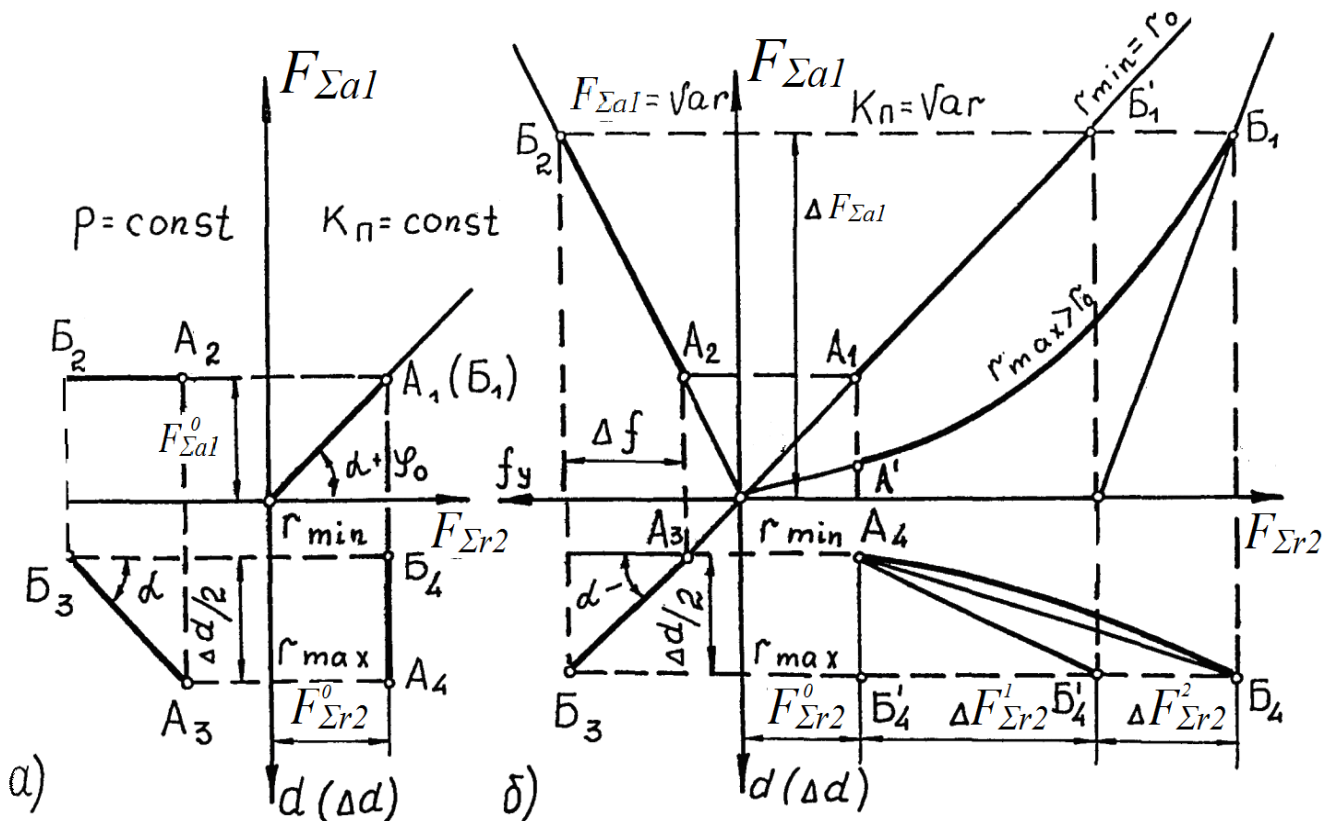


Рис. 3.23. Силкові портрети ЗМ з силовим замиканням та клиновим ЗП (а), з геометричним замиканням і цанговим ЗП (б)

Створення ЗП із змінним коефіцієнтом підсилення, який із збільшенням сили $F_{\Sigma a1}$ зменшується дозволить додатково стабілізувати силу $F_{\Sigma r2}$ (рис. 3.24, а) при аналогічних характеристиках ПСМ [5].

Прагнення стабілізувати силу $F_{\Sigma r2}$ при використанні цангових патронів з непостійним коефіцієнтом підсилення k_{Π} спонукає до створення ПСМ з такою характеристикою (від'ємною або зворотною), при якій діаметру d_{min} відповідає велика жорсткість ПСМ, а d_{max} – навпаки менша (крива $A_2B'_2$ на рис. 3.24, б). Повна стабілізація сили $F_{\Sigma r2}$ може бути досягнута застосуванням автоматичного керування за положенням, стабілізуючого натягу ПСМ. Сигнал на керування може бути отриманий від заготовки (зміна її діаметра d), безпосередньо від ПСМ шляхом вимірювання її деформації або відхилення від номінальної. На рис. 3.24, в показано, що збереження $f_y = const$ досягається зміною ходу X , наприклад, при регулюванні гайки труби затиску (т. B_3 співпадає з т. A_3 , B_2 з т. A_2).

В ЗМ з силовим замиканням, наприклад з гідро (пнеumo) ПрЗ стабілізація сили $F_{\Sigma r2}$ при зміні Δd може бути досягнута шляхом регулювання тиску (рис. 4.13, з) [5].

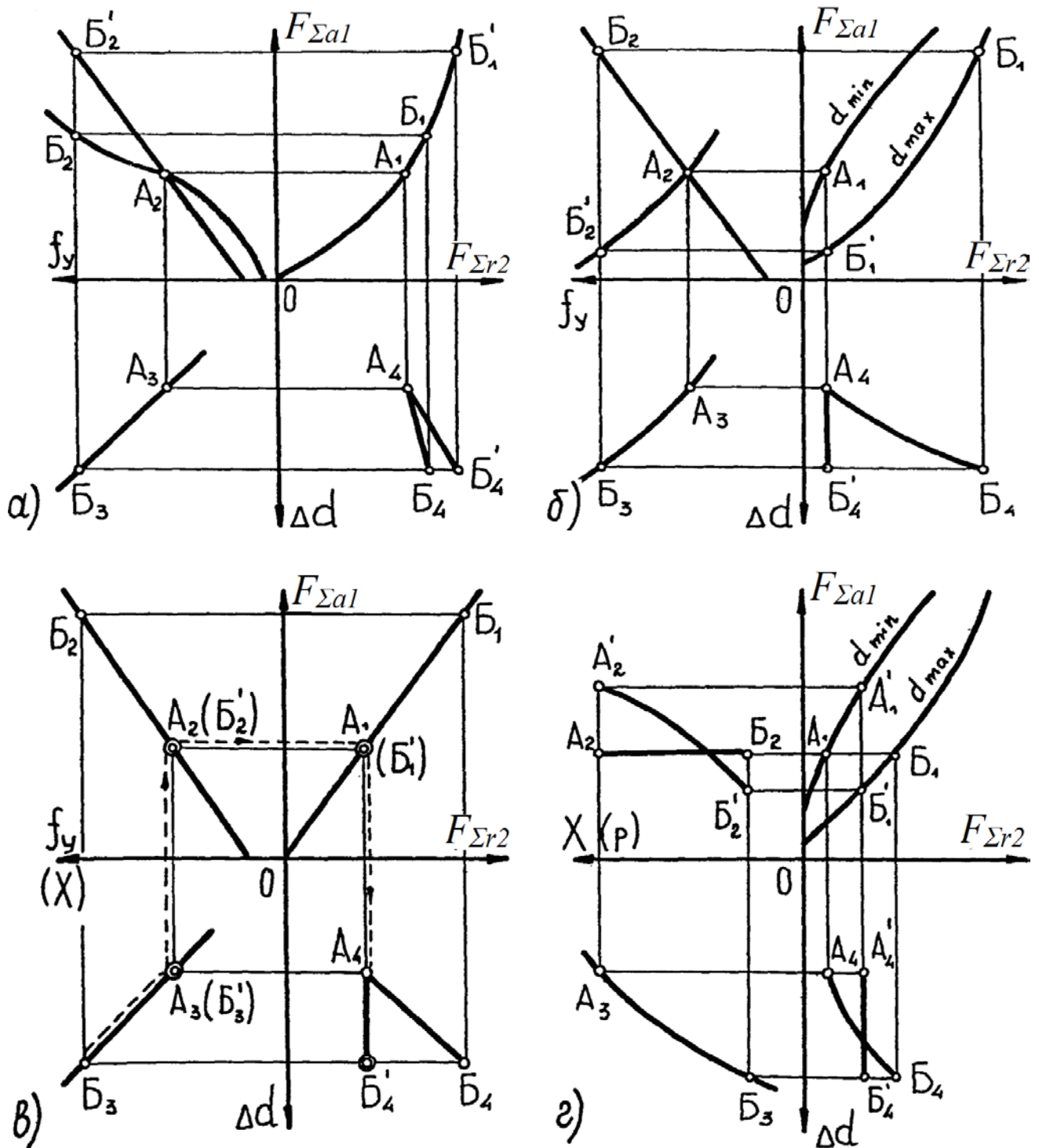


Рис. 3.24. Силові портрети ЗМ з стабільною силою затиску за рахунок: а – нелінійної характеристики ЗП; б – негативної жорсткості ПСМ; в – регулювання положення ПСМ г – регулювання тиску в гідросистемі

На рис. 3.25 представлено силові портрети двох ЗМ, що забезпечують аналогічний ефект стабілізації сили $F_{\Sigma r2}$ шляхом автоматичного регулювання характеристик: шляхом застосування ПСМ з негативною (зворотною) характеристикою при якій мінімальному діаметру заготовки d_{min} відповідає її більша жорсткість, а максимальному d_{max} – менша (крива A_2B_2 на рис. 3.25, а); шляхом введення автоматичного регулювання тиску у гідроприводі або зміною ходу труби затиску при регулюванні гайки в ЗМ (крива A_3B_3 на рис. 3.25, б)

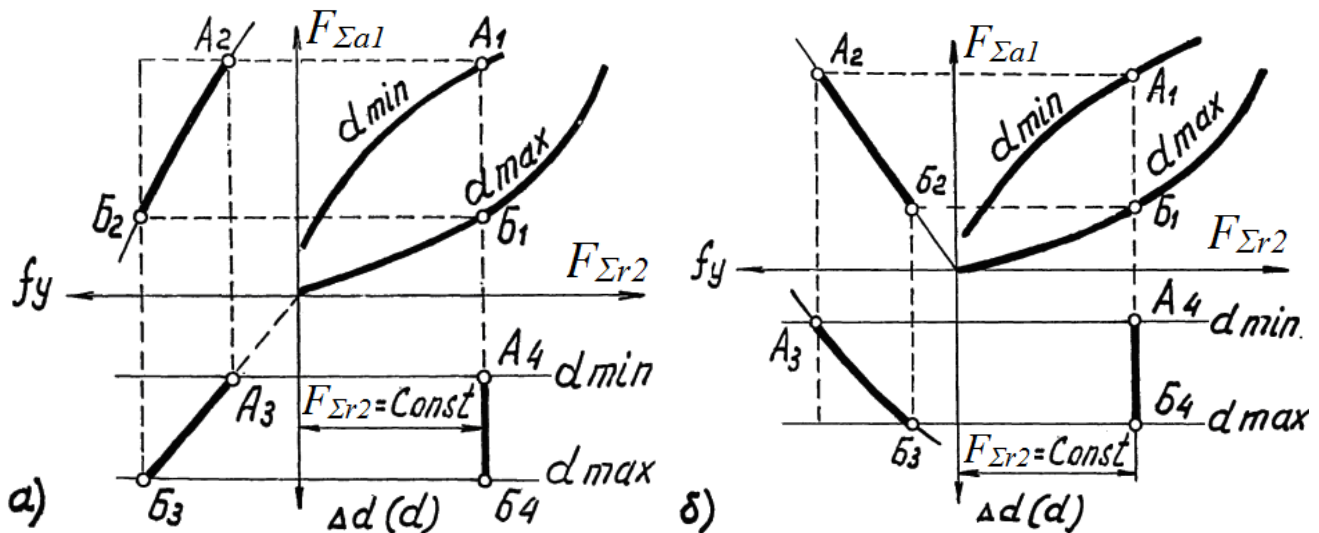


Рис. 3.25. Силові портрети ЗМ з автоматичним регулюванням характеристик: а – за жорсткістю пружної системи; б – за переміщенням тяги на вході ЗП

Література до глави 3

1. Балашов Е.П. Эволюционный синтез систем. /Е.П. Балашов – М.: Радио и связь, 1985. –328 с.
2. Каганов В.С. Оптимизация параметров приводов механизма зажима с геометрическим замыканием токарных автоматов и токарно-револьверных станков.- Дис. канд. техн. наук, Ростов-на-Дону, 1980.
3. Кузнецов Ю.М. Генетичні формули опису і структурні схеми самоналагоджувальних приводів затиску / Ю.М. Кузнецов, Б.І. Придадьний // Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем. – 2015, №36. С. 150-153.

4. Кузнецов Ю.М. Передумови до генетично-морфологічного синтезу електромеханічних приводів затискних механізмів, що обертаються / Ю.М. Кузнецов, Б.І. Придадьний // Вісник НТУУ «КПІ». Серія машинобудування. – 2015 №3 (75). – С. 48-55.
5. Кузнецов Ю.Н. Синтез зажимных механизмов прутковых автоматов: дис. докт. техн. наук / Кузнецов Ю.Н. – М.: МВТУ им. Н.Э. Баумана, 1984. – 515с.
6. Кузнецов Ю. М. Верстати-автомати та автоматичні лінії. –К.– Тернопіль: ТОВ "ЗМОК"–ПП "Гнозіс", 2001.–198с.
7. Кузнецов Ю.М. Вплив відцентрових сил інерції на передачу сил у важільних приводах затиску з геометричним замиканням /Ю.М. Кузнецов, Р.Г. Редько, Б.І. Придальний // Наукові нотатки.– Випуск 18.– Луцьк, 2006. – С. 230–240.
8. Кузнецов Ю.М. Новий підхід до опису і синтезу приводів механізмів маніпулювання об'єктами в технологічному обладнанні / Ю.М. Кузнецов, Б.І. Придальний, Г.Ж.А. Хамуйела // Вісник чернігівського державного технологічного університету – 2015, № 2 (78). С. 9-16
9. Кузнецов Ю.М. Опис самоналагоджувальних приводів затиску на різних рівнях складності структури і генетичної інформації / Ю.М. Кузнецов, Б.І. Придальний // Міжвузівський збірник "Наукові нотатки". Луцьк– 2015, № 50. С.108-111.
10. Кузнецов Ю.М. Цільові механізми верстатів-автоматів і верстатів з ЧПК. Частина 3.-К.:ТОВ «ЗМОК»; Тернопіль: ТДТУ, 2001. – 354с
11. Кузнецов Ю.М., Придальний Б.І. Проектування цільових механізмів маніпулювання верстатів нового покоління. Вид. 2ге змін. /Під загальною редакцією проф. Ю.М.Кузнецова. –Луцьк: Вежа-Друк, 2014. – 428 с.
12. Придальний Б.І. Вплив відцентрових сил на силові характеристики приводів затиску з розклинюючими елементами і геометричним замиканням. /Б.І.Придальний., Кузнецов Ю.М., Редько Р.Г. // Наукові нотатки. – Луцьк, 2009. – С. 297– 303.
13. Придальний Б.І. Вплив частоти обертання шпинделя на силові характеристики затискного механізму з важільним приводом /Придальний Б.І. // Всеукраїнський науково-технічний журнал "Промислова гідравліка і пневмоавтоматика". – 2007. – №3 (17). – С 64–72.

14. Придальний Б.І. Створення приводів затиску для швидкохідних токарних автоматів: дис. канд. техн. наук / Придальний Б.І. Тернопільський НТУ ім. Івана Пулюя, 2011.– 198с.
15. Kuznetsov Y.N., The description of drive of clamping mechanism of automatic lathes by using genetic-morphological approach / Y.N. Kuznetsov, B.I. Prydalnyi, Hamuyela J.A. Guerra // «Machines, technologies, materials international journal» Published by Scientific technical Union of Mechanical Engineering. Sofia, Bulgaria.– 2015.– №4 С.35-39.

ГЛАВА 4. ТЕОРЕТИЧНИЙ АНАЛІЗ І МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСІВ В ЗАТИСКНИХ МЕХАНІЗМАХ З РІЗНИМИ ПРИВОДАМИ

4.1. Енергетичний баланс і фізичні моделі затискних механізмів

Вивчення явищ, що пов'язані з процесом затиску, вимагає використання трьох фундаментальних законів: 1 – збереження імпульсу (сума сил рівна нулю); 2 – збереження матерії (сума зміни речовини рівна нулю) для ПрЗ з рідким або газоподібним робочим середовищем; 3 – збереження енергії (сума потоків рівна нулю).

Для визначення геометрії взаємного положення тіл в пружній системі ЗМ, що зберігає потенційну енергію затиску, необхідно знати переміщення та їх похідні (швидкість та прискорення), силу внутрішньої взаємодії-напруження, силу поверхневої взаємодії-тиску, сили магнітного притягання та ін.. Оскільки величини деформацій, напружень та ін.. залежать від різних похідних параметрів, то функціональні зв'язки між параметрами досить складні та нелінійні. Для практичних цілей з деяким допущенням дані залежності можна вважати лінійними, наприклад: для поздовжнього розтягу-стиску пружних тіл закон Гука встановлює лінійний зв'язок між напруженням та відносним видовженням; для одномірного протікання рідин та газів закон Стокса встановлює лінійну залежність між напруженням та швидкістю деформації; для поширення тепла в твердих тілах за законом Фур'є допускається пропорційна залежність між потоками тепла та градієнтом температури.

В системі ЗМ в процесі затиску-розтиску та при різанні здійснюється перерозподіл енергії, що споживається від джерела або відбирається від інших механізмів: кінематично $K = E_1$, що використовується для руху тіл з масами m_i та моментами інерції I_p ; потенційної $\Pi = E_2$, що зберігається в пружних переміщеннях тіл з жорсткостями –лінійними C_i^l , поворотними C_i^n , контактними C_K ; а також роботи $A = E_3$, що витрачається на подолання тертя зовнішнього f_T , внутрішнього η_{Π} та перетворення в тепло q_i . Тому,

$$E = E_1 + E_2 + E_3 = K + \Pi + A; \quad (4.1)$$

$$K = 0,5 \left(\sum_{i=1}^i m_i V_i^2 + \sum_{\rho=1}^{\rho} I_{\rho} \omega_{\rho}^2 \right); \quad (4.2)$$

$$П = 0,5(\sum_{i=1}^i C_i^n \lambda_i^2 + \sum_{i=1}^i C_i^n \vartheta_i^2 + \sum_{k=1}^k C_k \delta_k^2); \quad (4.3)$$

$$A = \sum_{m=1}^m f_m N_m h_{CM} + \sum_{n=1}^n \eta_n V_n h_{\text{вн}} + \sum_{i=1}^i q_i t_i^0 V_i ; \quad (4.4)$$

де V_i – швидкість поступальних переміщень i -тих ланок; ω_ρ – кутова швидкість ρ -тих ланок; λ_i – лінійні пружні переміщення i -тих тіл; ϑ_i – кутові деформації i -тих тіл; δ_k – контактні деформації k -тих поверхонь; f_m – коефіцієнт тертя в m -ному спряженні; h_{CM} – величина попереднього зміщення при сухому терті; N_m – нормальна сила; η_n – коефіцієнт в'язкості n -ного середовища; V_n – швидкість зміни об'єму n -ного середовища; $h_{\text{вн}}$ – величина в'язкого зміщення; q_i – коефіцієнт теплопровідності i -того тіла.

При вивченні процесів та явищ, що протікають в ЗМ необхідно знати: умови взаємодії ЗЕ з ОЗ (контактні зближення, сили тертя та зчеплення); умови передачі енергії та виникнення сил в ланках; схеми утворення пружних відтискань та похибок установки заготовки; вплив різних фактів на основні характеристики затиску; взаємозв'язок процесів затиску з процесами різання.

Фізичною моделлю ЗМ в стані «затиснуто» є замкнута (закрита або відкрита з сторони джерела енергії) пружно напружена система послідовно з'єднаних ланок, що отримують енергію зовні та перетворюють її в переміщення ЗЕ в напрямку створення нормальних (радіальних) сил на поверхні контакту з деталлю, що еквівалентна потенційній енергії їх пружно пластичної контактної взаємодії.

Сумарна енергія, що витрачається на процес затиску-розтиску рівна

$$E = E_z + E_p + E_k; \quad (4.5)$$

де E_z – енергія, що витрачається на затиск протягом часу t_z та враховує ефективну потенціальну енергію затиску в контакті ЗЕ з ОЗ; потенційну енергію ПСМ та пружної ланки, що сприяє затиску (розтиску); кінетичну енергію мас, що переміщуються та обертаються, роботу сил сухого, в'язкого тертя та перетворену в тепло; E_p – енергія, що витрачається на роз тиск протягом часу t_p і враховує кінетичну енергію мас, що повертаються в початкове положення; роботу сил тертя та перетворену в тепло; потенційну

енергію пружної ланки розтиску (затиску); E_k – складова додаткової витрати енергії для відкритих контурів ЗМ з силовим замиканням, що витрачається для підтримки постійного тиску шляхом компенсації витоків рідини (повітря) при обробці деталі для підвищення тиску при автоматичному регулюванні з метою компенсації впливу відцентрових сил неврівноважених частин ЗП та ПрЗ.

Якщо потенційна енергія затиснутого ЗМ є більшою ніж робота сил тертя розтиску, то при знятті натягу в системі може відбуватися саморозтиск.

Ефективна потенційна енергія затиску

$$P_z = z \int_0^{h_k} F_{r2}(h_k) \cdot dh_k; \quad (4.6)$$

де z – кількість затискних елементів; $F_{r2}(h_k)$ – нормальна радіальна сила затиску одним ЗЕ, що лінійно або нелінійно залежить від величини контактного зближення h_k з врахуванням жорсткості тіл ЗЕ та ОЗ.

Відповідно до механічних аналогів будь якого ЗМ (рис. 4.1) замикання системи може здійснюватися відповідними геометричними формами елементів з відключенням від джерела енергії або бути силовим внаслідок неперервної дії зовнішніх сил (гравітаційних, пружних, гідравлічних, магнітних, електростатичних та ін..)

З точки зору зв'язку з джерелом енергії та її використання всі ЗМ можна розділити на 2 види: з закритим контуром, що відключається від джерела енергії після затиску (розтиску) (рис. 4.1, а, б); з відкритим контуром, що постійно зв'язаний з джерелом енергії як при затиску (розтиску), так і при під час різання (рис. 4.1, в).

ЗМ з силовим замиканням і, зокрема, з гідроприводом мають відкритий контур та досить низький ККД. Так, наприклад, ЗМ, що застосовується в токарно-револьверних верстатах, та містить обертовий гідроциліндр з радіальним підведенням робочої рідини через маслопідвідну втулку, має ККД ПрЗ $\eta_{ПрЗ} = 5 - 10\%$, а загальний ККД $\eta_{ЗМ} = 2 - 4\%$, що, перш за все, пояснюється втратами енергії при витоках у маслопідвідної втулці. ЗМ з геометричним замиканням мають порівняно високий ККД (до 30-50%), що визначається жорсткістю ПрЗ, його геометричними та регульовальними параметрами.

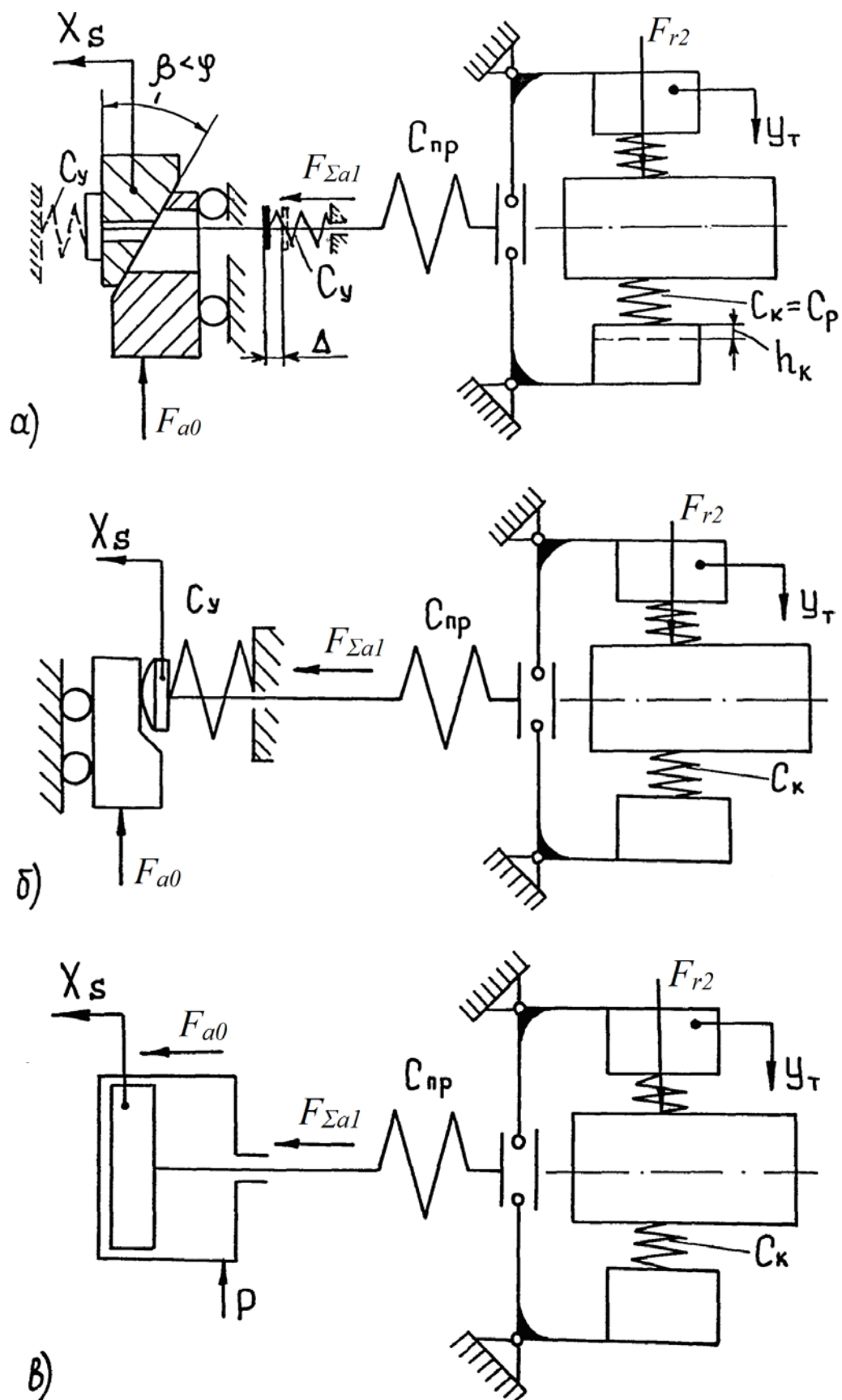


Рис. 4.1. Механічні аналоги фізичних моделей ЗМ для деталей типу тіл обертання із закритим (а, б) та відкритим (в) контуром: а – з геометричним замиканням (самогальмуванням), б, в – з силовим замиканням

З припущеннями ККД затиску при $C_y \neq 0$ (рис.4.1,а)

$$\eta_3 = \frac{P_3}{P_3 + P_M + A_3 + P_y} = \frac{1}{\left(\frac{C_p}{C_{Pr3}} + 1 \right) \left[1 + \frac{\sin \varphi}{\cos(\beta + \varphi) \cdot \sin \beta} \right] + 2 \operatorname{tg} \varphi \Delta H_3 \pm \frac{C_y}{C_p} \left(\frac{\Delta}{h_k} + 1 \right)^2} \quad (4.7)$$

При допущенні $\varphi \rightarrow 0$, $C_y \rightarrow 0$

$$\eta_3' = \frac{1}{\frac{C_p}{C_{Pr3}} + 1} \quad (4.8)$$

З аналізу формули (4.8) може бути зроблено наступний висновок: чим більша жорсткість ПрЗ C_{Pr3} та нижча контактна радіальна жорсткість системи «патрон-деталь» $C_p = C_k$, тим вищий ККД затиску. При $C_{Pr3} = C_p$ $\eta_3' = 0,5$, а при $C_{Pr3} \rightarrow \infty$, $\eta_3' = 1$.

4.2. Вплив кінематичних і динамічних факторів на силові характеристики приводів затиску

Оскільки затиск заготовки в ТА відбувається під час обертання шпинделя, необхідним є виявлення впливу частоти обертання шпинделя на працездатність ПрЗ, яка характеризується залежністю умовного коефіцієнта корисної дії ПрЗ $\eta_{P\omega}$ від частоти обертання.

Зазначений умовний коефіцієнт корисної дії $\eta_{P\omega} = \frac{A_K}{A_3}$ є

відношенням корисної роботи ПрЗ – A_K до затраченої – A_3 без врахування витрат енергії на обертання шпинделя – дію відцентрових сил інерції неврахованих частин ПрЗ. Для ПрЗ корисна і затрачена робота визначаються відповідно із залежностей $A_K = F_{\Sigma a1} \cdot X_T$ і $A_3 = F_{a0} \cdot X_M$, де X_M і X_T – робочий хід відповідно МЗ і труби затиску. Таким чином умовний коефіцієнт корисної дії ПрЗ визначається з наступної формули: $\eta_{P\omega} = \frac{A_K}{A_3} = \frac{F_{\Sigma a1} \cdot X_T}{F_{a0} \cdot X_M}$.

Враховуючи, що $\frac{X_T}{X_M} = U_{II}$ – передаточне відношення ПрЗ

(кінематична характеристика), а $\frac{F_{\Sigma a1}}{F_{a0}} = K_{P\omega}$ – коефіцієнт підсилення

ПрЗ (силова характеристика) з врахуванням впливу відцентрових сил інерції неврівноважених частин ПрЗ $\eta_{П\omega} = K_{П\omega} \cdot U_{П}$.

Коефіцієнт $\eta_{П\omega}$ комплексно характеризує ПрЗ, оскільки є добутком його силової $K_{П}$ і кінематичної $U_{П}$ характеристик, тобто є сукупним (приведеним) вираженням можливостей ПрЗ (величини ходу труби затиску, зусилля, яке може розвинути і, т.д.) і, як наслідок, його працездатності. Для проведення даних досліджень, користуючись розрахунковими схемами передачі сил в ПрЗ з урахуванням дії відцентрових сил інерції їх неврівноважених частин [10, 11, 12], необхідно розробити математичну модель, яка дасть змогу виявити залежність $\eta_{П\omega}$ від частоти обертання шпинделя в розглядуваних конструкціях ПрЗ.

Отримана залежність величини $\eta_{П\omega}$ від частоти обертання шпинделя дасть змогу оцінити характер впливу частоти обертання шпинделя на характеристики ПрЗ, а отже, і можливість та доцільність використання розглядуваних схем ПрЗ для роботи на високих частотах обертання. Результати дослідження також дозволять встановити умови використання ПрЗ з геометричним замиканням для підвищення ефективності роботи ЗМ на високих частотах обертання.

Аналіз важільних ПрЗ

Для обох розрахункових схем (див. рис. 3.12) важільних ПрЗ справедливі наступні рівності

$$X_T = y \cdot \frac{a}{b}; y = X_M \cdot \operatorname{tg} \beta. \quad (4.9)$$

Таким чином отримуємо вираз передаточного відношення $U_{П}$, дійсний для обох розрахункових схем важільного ПрЗ:

$$U_{ПВ} = \frac{a}{b} \cdot \operatorname{tg} \beta. \quad (4.10)$$

Відповідно до міркувань викладених в п. 3.5 та (4.9), (4.10) для важільного ПрЗ з охопленою (зовнішня фасонна поверхня) МЗ при врахуванні тертя в опорі важеля $\eta_{ПВ}^3$ визначається з наступного виразу, графік якого зображений на рис 2.8:

$$\eta_{ПВ}^3 = \operatorname{ctg}(\beta + \varphi) \operatorname{tg} \beta \left(1 - \frac{r_0 \operatorname{tg} \varphi}{b} \right) + \frac{m_B \omega^2 r_B}{F_{a0}} \operatorname{tg} \beta \frac{c - r_0 \cdot \operatorname{tg} \varphi}{b}. \quad (4.11)$$

Для ПрЗ з охоплюючою (внутрішня фасонна поверхня) МЗ при врахуванні тертя в опорі важеля $\eta_{ПВ}^B$ відповідно до (4.9), (4.10)

визначається з виразу:

$$\eta_{ПВ}^B = \operatorname{ctg}(\beta + \varphi) \operatorname{tg} \beta \left(1 - \frac{r_0 \operatorname{tg} \varphi}{b} \right) - \frac{m_B \omega^2 r_B}{F_{a0}} \operatorname{tg} \beta \frac{c - r_0 \operatorname{tg} \varphi}{b}. \quad (4.12)$$

З формул (4.11) та (4.12) видно, що у разі збільшення частоти обертання шпинделя $\eta_{ПВ}^B$ зменшується, а $\eta_{ПВ}^3$ зростає (рис. 4.2).

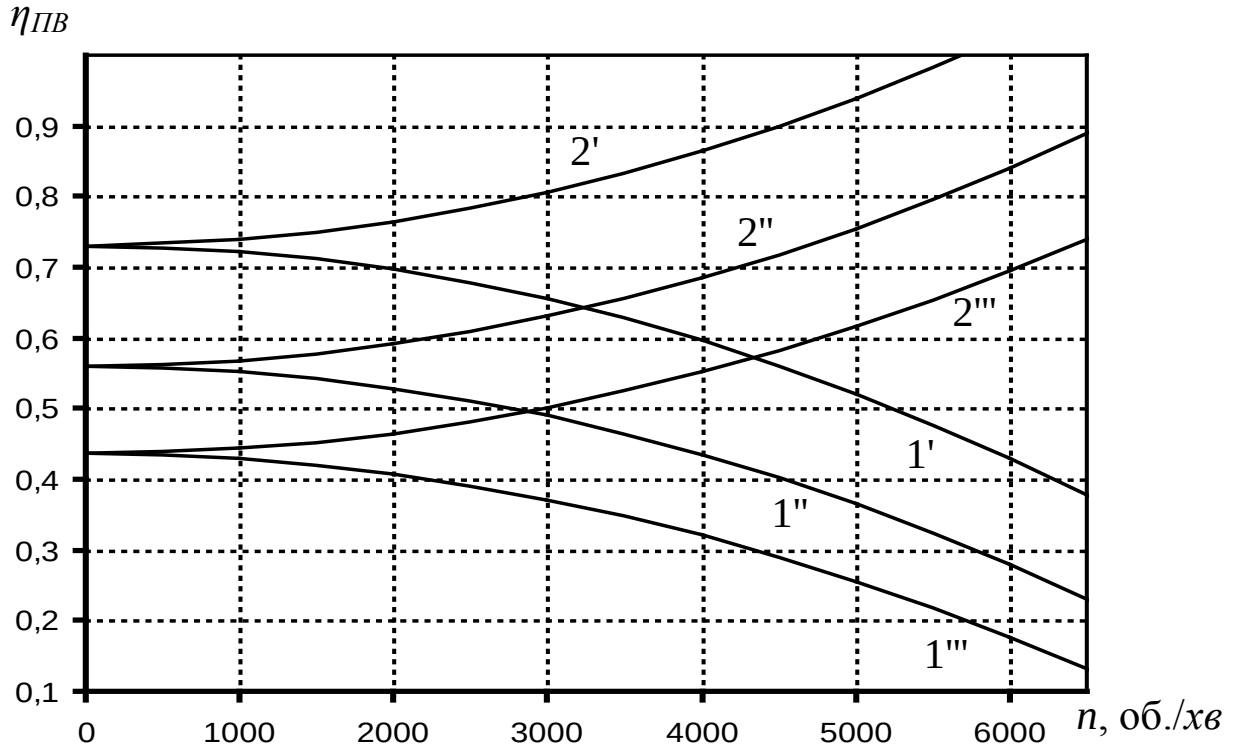


Рис. 4.2. Залежності $\eta_{ПВ}$ важільного ПрЗ при врахуванні тертя в опорі важеля з охоплюючою – 1 та охопленою – 2 МЗ від частоти обертання шпинделя n при $a=0,0185\text{м}$, $b=0,054\text{м}$, $c=0,0175\text{м}$, $m_B=0,516\text{кг}$, $r_B=0,06625\text{м}$, $r_0=0,01\text{м}$, $\beta=20^\circ$, $F_{a0}=5\text{кН}$ та різних φ : $1'(2')=6^\circ$, $1''(2'')=12^\circ$, $1'''(2''')=18^\circ$

Аналіз ПрЗ з розклинюючими елементами

Для обох розрахункових схем (див. рис. 3.13) ПрЗ з розклинюючими елементами виконуються рівності:

$$X_T = y \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \gamma); \quad y = X_M \cdot \operatorname{tg} \beta.$$

Таким чином отримуємо вираз передаточного відношення $U_{ПК}$, дійсний для обох розрахункових схем кулькового ПрЗ:

$$U_{ПК} = \operatorname{tg}(\alpha + \gamma) \cdot \operatorname{tg} \beta. \quad (4.13)$$

Відповідно до п.3.5 та (4.9), (4.10) для ПрЗ з охопленою МЗ $\eta_{ПК}^3$ визначається з виразу:

$$\eta_{ПК}^3 = \frac{\cos(\gamma - \beta)\cos(\alpha + \varphi) \left[1 + \omega^2 \frac{z \cdot m \cdot r}{F_{a0}} \operatorname{tg}(\beta + \varphi) \right] \operatorname{tg}(\alpha + \gamma) \operatorname{tg} \beta}{\sin(\alpha + \gamma + 2\varphi) \cdot \sin(\beta + \varphi)}. \quad (4.14)$$

Для ПрЗ з охоплюючою МЗ $\eta_{ПК}^B$ відповідно до (4.9) та (4.10) визначається з виразу:

$$\eta_{ПК}^B = \frac{\cos(\gamma - \beta)\cos(\alpha + \varphi) \left[1 - \omega^2 \frac{z \cdot m \cdot r}{F_{a0}} \operatorname{tg}(\beta + \varphi) \right] \operatorname{tg}(\alpha + \gamma) \operatorname{tg} \beta}{\sin(\alpha + \gamma + 2\varphi) \cdot \sin(\beta + \varphi)}. \quad (4.15)$$

З формул (4.14), (4.15) видно, що працездатність кулькового ПрЗ з охопленою МЗ з підвищенням частоти обертання збільшується, на відміну від ПрЗ з охоплюючою МЗ (рис. 4.3).

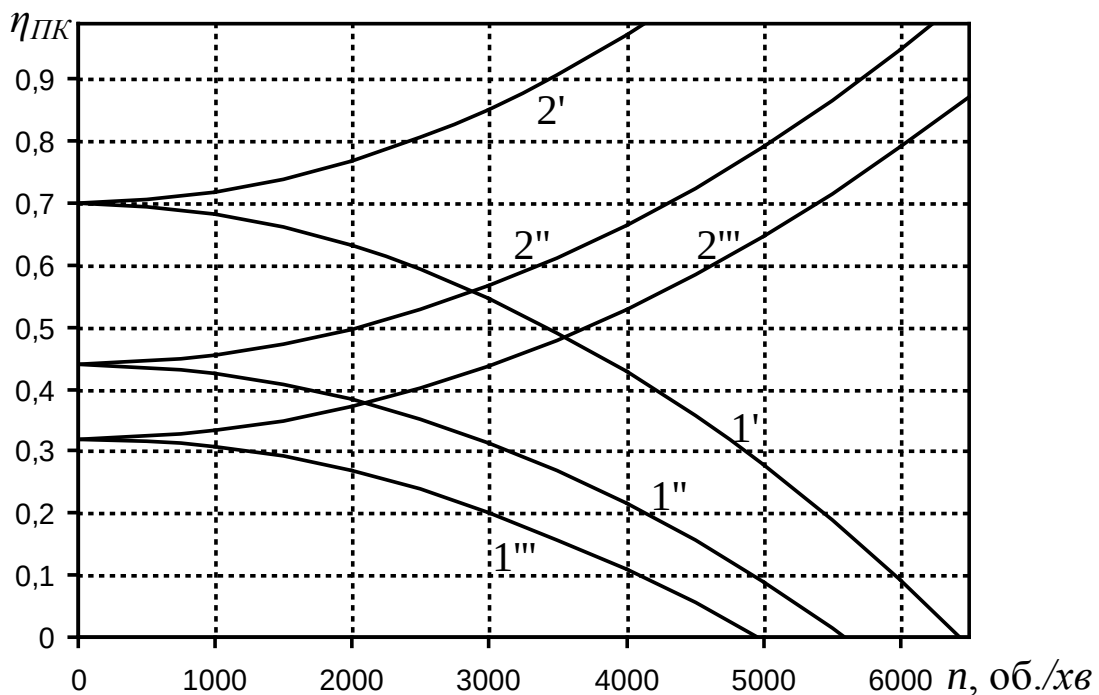


Рис. 4.3. Залежності $\eta_{ПК}$ кулькового ПрЗ з охоплюючою – 1 та охопленою – 2 МЗ від частоти обертання шпинделя n при $\alpha + \gamma = 35^\circ$, $\beta = 15^\circ$, $z = 8$, $m = 0,06 \text{ кг}$, $r = 0,06 \text{ м}$, $F_{a0} = 5 \text{ кН}$ та різних φ : $1'(2') = 6^\circ$; $1''(2'') = 12^\circ$; $1'''(2''') = 18^\circ$

Отже, працездатність ПрЗ з розклинюючими елементами (тілами кочення) на високих частотах обертання також визначається його конструкцією. При застосуванні у ПрЗ охоплюючої МЗ відцентрові сили інерції, які діють на розклинюючі елементи, призводять до погіршення його роботи. Причиною цього є розкритий

кут (вершина кута спрямована в напрямку, протилежному напрямку дії відцентрових сил, рис. 3.13, а) між контактуючими з кулькою поверхнями рухомої (натискної) та нерухомої (упорної) шайб. Така конструкція не пристосована до роботи на високих частотах обертання, оскільки призводить до зниження енергетичних та силових характеристик (рис. 4.4, в, г) і вимагає збільшення зовнішнього зусилля під час затиску на високих частотах обертання.

Механізм з охопленою ЗМ (фасонний профіль муфти відвернутий від осі обертання механізму та охоплюється тілами кочення, див. рис. 3.13, б) і гострим кутом між робочими поверхнями натискної і упорної шайб, спрямованим в напрямку дії відцентрових сил, дозволяє підвищити енергетичні та силові показники ПрЗ під час роботи на високих частотах обертання. Такий висновок підтверджується проілюстрованими на рис. 4.4 характеристиками ПрЗ при зміні частоти обертання шпинделя.

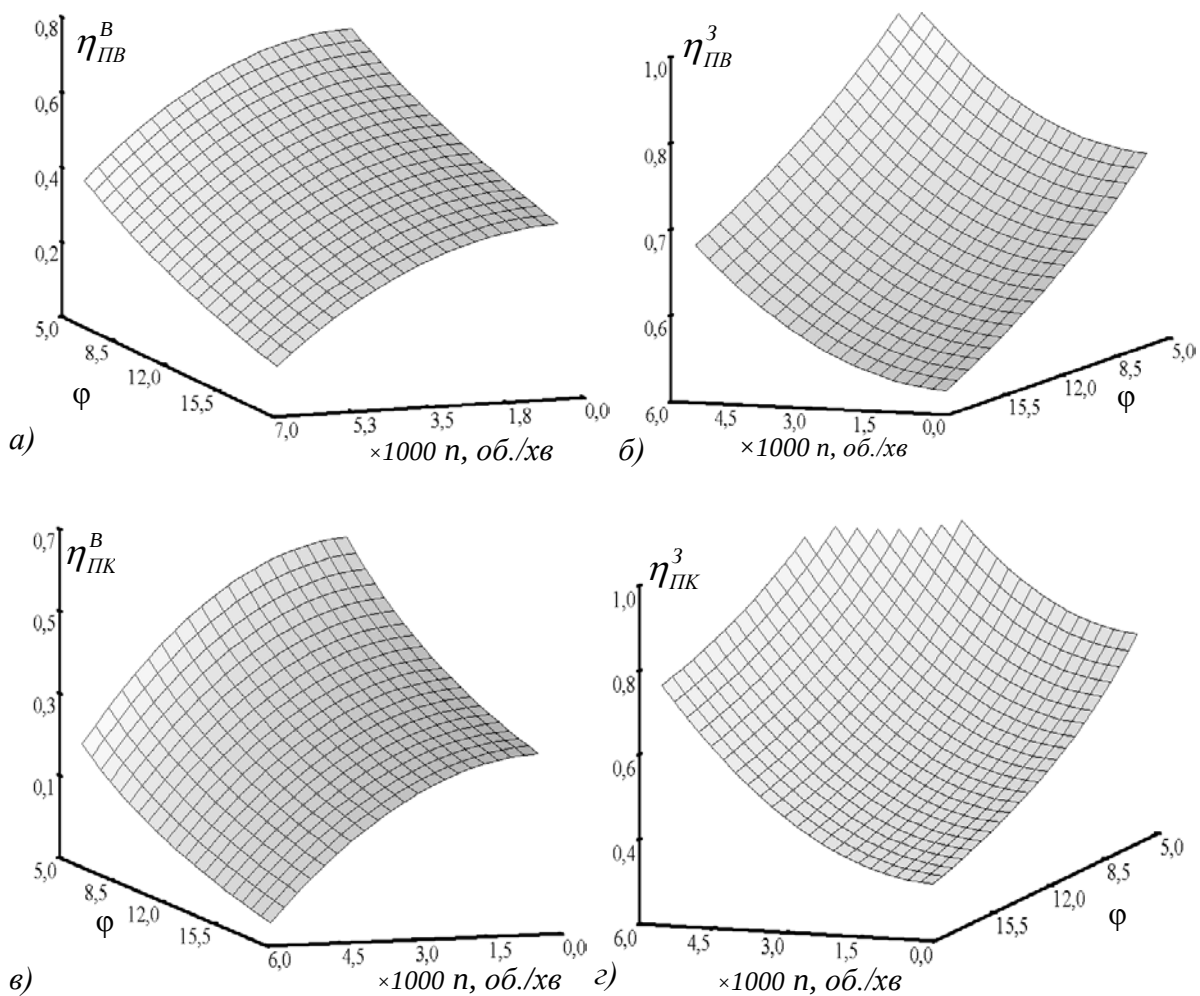


Рис. 4.4. Залежності $\eta_{П}$ важільного – а) і б) та кулькового – в) і г) ПрЗ з охоплюючою – а) і в) та охопленою – б) і г) МЗ від частоти обертання шпинделя n та кута тертя ϕ

4.3. Динамічні і математичні моделі затискних механізмів з різними приводами затиску

Загальна динамічна модель ЗМ містить різні жорсткі, пружні та зв'язки фрикційні зв'язки та піддається впливу різних збурень, які є змінними або постійними величинами, що залежать від багатьох факторів, що по різному проявляються в конкретних умовах. Модель описується системою диференціальних рівнянь, число яких визначається кількістю степенем вільності та залежить від числа приведених мас та зв'язків між ними.

В результаті аналізу процесу установки заготовки, що розглядається за етапами та стадіями, можуть бути визначені поточні та кінцеві значення переміщень, сил, напружень, контактних зближень та биття ОЗ.

Оскільки будь який ЗМ може бути в двох станах, то в загальній динамічній моделі верстата [4] існують дві еквівалентні динамічні системи ЗМ. В технологічній системі пруткового автомата можна виділити вузли та механізми з їх приведеними масами, жорсткостями та коефіцієнтами демпфування (рис. 4.5, *а*).

В одному з відкритих контурів технологічної системи верстата для процесу затиску-розтиску основними вузлами та механізмами є: ОЗ, ЗП, ПрЗ, шпиндель та несуча система – передня бабка з станиною верстата, тобто все те, що розташовано з сторони ОЗ при відсутності різання. Виходячи з цього при виборі та вивченні ПрЗ та ЗП на роботу всієї системи ЗМ в процесі затиску-розтиску, тобто при аналізі та синтезі підсистеми ПрЗ-ЗП-ОЗ та системи ЗМ в цілому, варто розглядати еквівалентну пружну систему механізму (ЕПСМ), що враховує жорсткість ПСМ, сили тертя, процеси в механізмах, зазори, пасивні зв'язки і т.д. та взаємодіючу з ПрЗ (рис. 4.5, *б*).

В процесі різання контур технологічної системи верстата замикається силами різання P_p та добавляються також основні вузли і механізми, такі як ріжучий інструмент (I), супорт (C_{II}) та його привод, тобто контур стає закритим. В цьому випадку при рішенні технологічних задач та дослідженні впливу ЗМ на продуктивність та точність обробки, а також при аналізі та синтезі системи «патрон-деталь-інструмент» необхідно розглядати ЕПСМ, що включає процеси в приводі та взаємодіючу з процесами різання і процесами в інших підсистемах верстата (рис. 4.5, *в*). При різанні в загальній технологічній системі верстата підсистема «шпиндель-патрон-

деталь» впливає на динамічну жорсткість, вібростійкість та точність обробки.

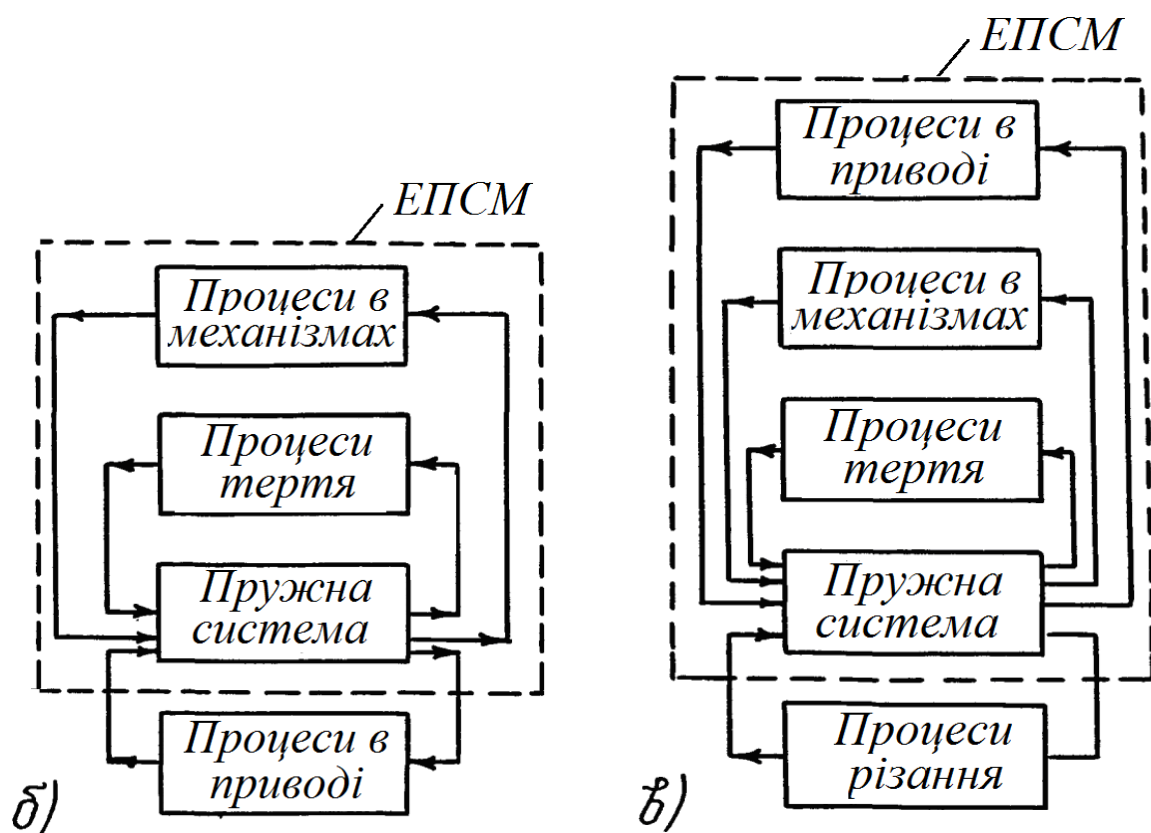
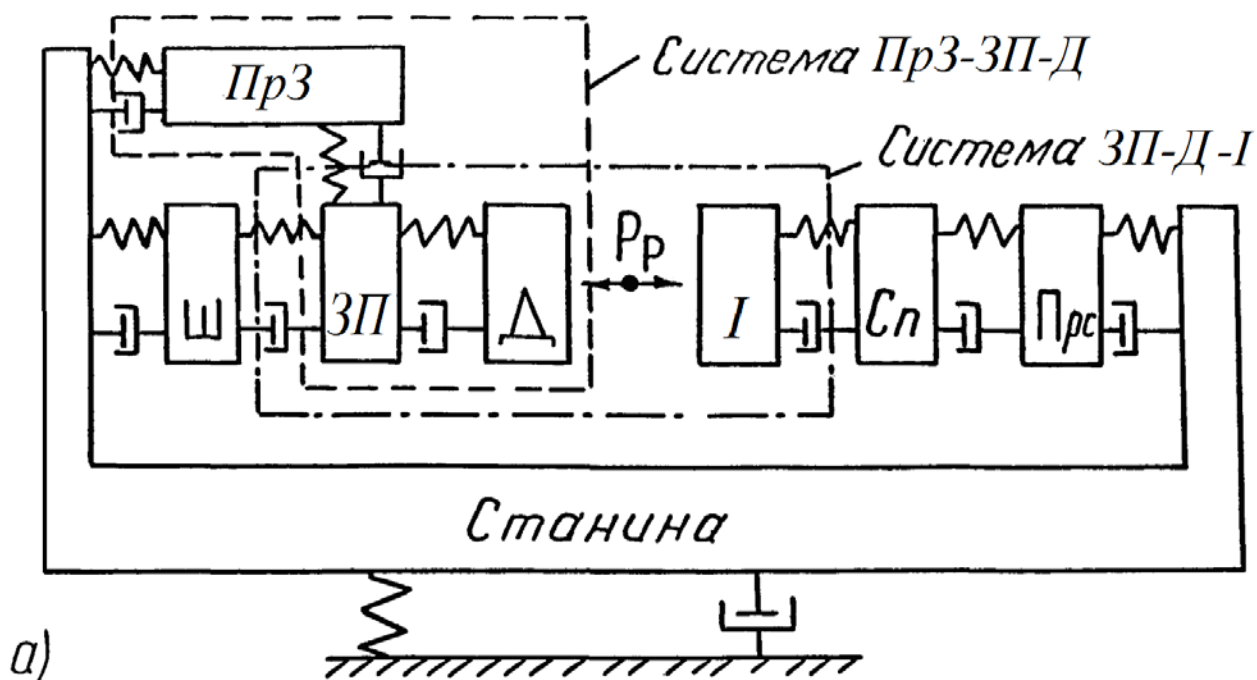


Рис. 4.5. Розрахункова та динамічна схема токарного автомата (а) та схеми динамічної системи ЗМ в процесі затиску-розтиску (б) та різання (в)

Процес затиску заготовки описується універсальною динамічною моделлю (рис. 4.6), що дозволяє досліджувати різні ЗМ: з геометричним замикання, з силовим замиканням, з самогальмуванням постійної та змінної структури; з різними пружними зв'язками в ПрЗ та ЗП; з різними варіантами ЗП одинарного та подвійного затиску, що мають різні передавально-підсилювальні ланки (важільні, клинові, мембранні та їх комбінації).

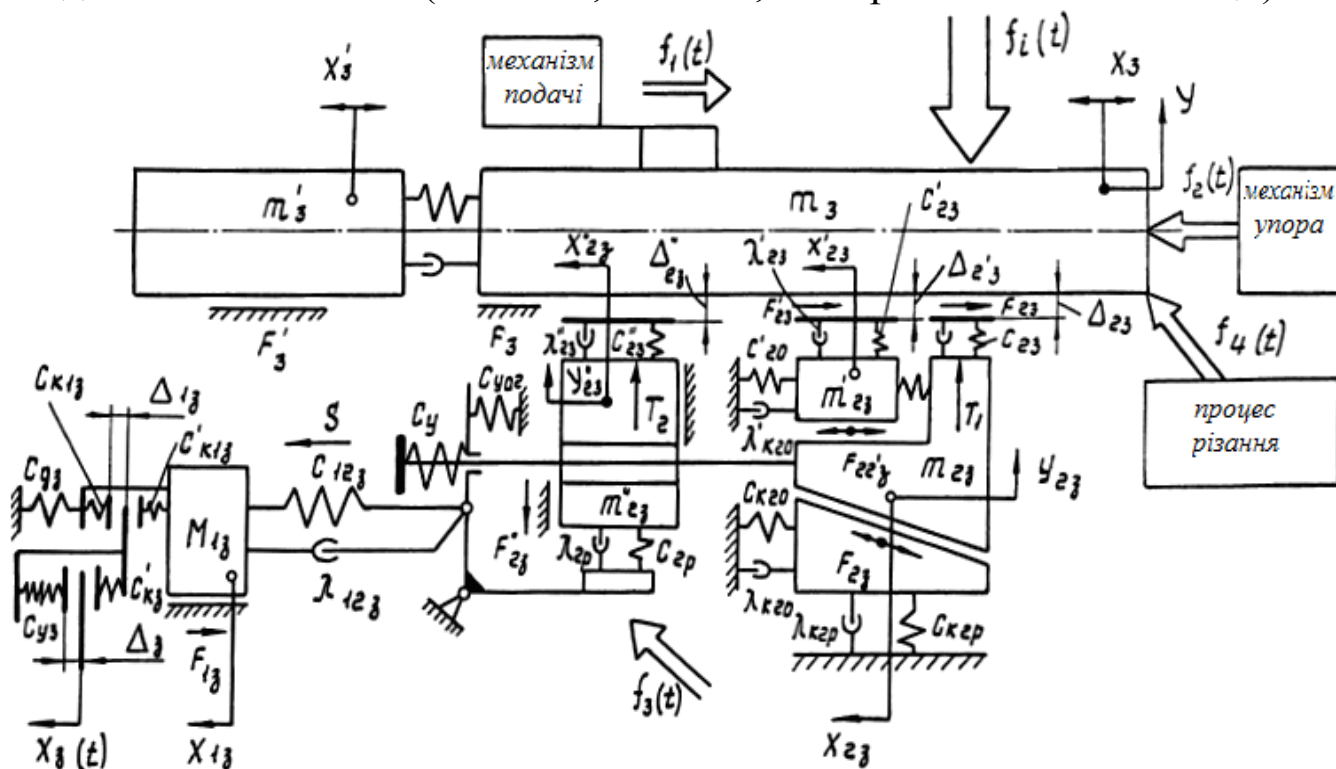


Рис. 4.6. Фрагмент універсальної динамічної моделі процесу затиску деталі типу тіл обертання

Динамічні моделі ЗМ в процесі затиску відрізняються один від одного структурою або схемою ПрЗ та ЗП. ПрЗ визначає закони руху труби затиску (тяги ЗП) та пов'язаних з нею елементів, а ЗП – різку кількість етапів затиску.

Універсальна динамічна модель ЗМ (рис. 4.6) описується системою нелінійних диференціальних рівнянь II-го порядку:

$$\left\{ \begin{array}{l} M_{13} \ddot{X}_{13} = f(t, X_{3\kappa}(t), X_{13}, \dot{X}_{13}, X_{23}, \dot{X}_{23}, \Delta_3, \Delta_{13}, C_{y3}, \dots, F_{13}) \\ m_{23} \ddot{X}_{23} = f(t, X_{13}, \dot{X}_{13}, X_{23}, \dot{X}_{23}, \Delta_{23}, \dots, C_y, \dots, C_{123} \dots F'_{223}, \dots) \\ m'_{23} \ddot{X}'_{23} = f(t, X'_{23}, \dot{X}'_{23}, X_{23}, \dot{X}_{23}, \Delta'_{23}, \dots, C'_{23}, \dots, F'_{23}, \dots) \\ m''_{23} \ddot{X}''_{23} = f(t, X''_{23}, \dot{X}''_{23}, X_{13}, \dot{X}_{13}, \dots, \Delta''_{23}, \dots, C''_{23}, \dots, F''_{23}) \\ m_3 \ddot{X}_3 = f(t, X_{23}, \dot{X}_{23}, X_3, \dot{X}_3, C_{23}, \dots, F_{23}, F'_{23}, \dots) \\ (m_{23} + m_3) \ddot{X}_3 = f(t, X_3 = X_{23}, \dot{X}_3 = \dot{X}_{23}, C_{k20}, \dots, F_3, F'_3) \end{array} \right. \quad (4.16)$$

Поведінка ОЗ та ЗМ в процесі різання може бути описана універсальною динамічною моделлю (рис. 4.7), що дозволяє досліджувати систему «патрон-деталь» з різними ЗП, зв'язками з ПрЗ та схемами різання. Такі проблеми без виділення з динамічної системи верстата ЗМ досліджені в ряді робіт але в них не виявлено вплив процесу затиску на процес різання і навпаки, вплив процесу різання на динамічні характеристики системи «патрон-деталь», на характер зміни сил затиску.

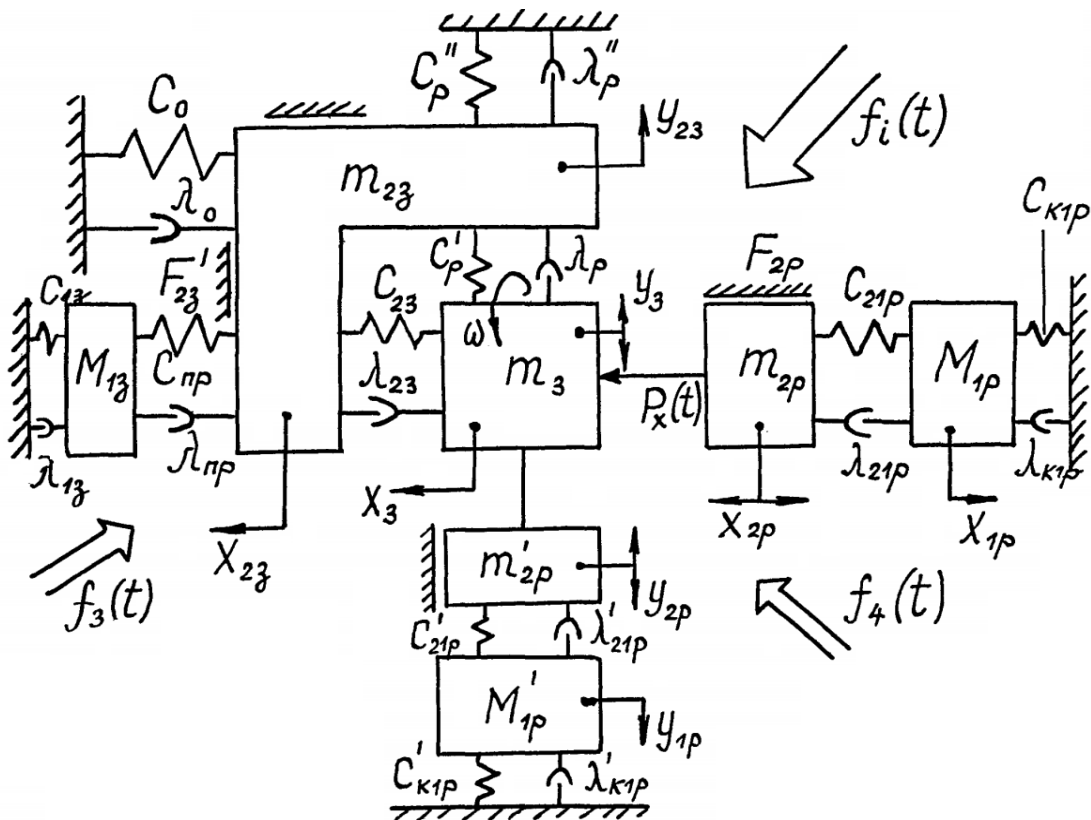


Рис. 4.7. Фрагмент універсальної динамічної моделі ЗМ при різанні

З аналізу динамічної системи ЗМ в процесі затиску та при різанні для конкретної конструкції можуть бути знайдені похибки обробленої деталі дат елі в осьовому та радіальному напрямках та визначені параметри системи, що знижують ці похибки. Наприклад, рішення узагальненої математичної моделі відносно координати X_3 (переміщення прутка) дозволяє визначити осьову похибку обробки деталі, як результат дрейфу її положення при дії різних збурень $f_1(t) - f_4(t)$ (рис. 4.6-4.7)

$$\Delta l = \sum_{i=1}^{i=4} \overline{X}_{3i} = \overline{X}_{3л} + \overline{X}_{3у} + \overline{X}_{3з} + \overline{X}_{3р} \quad (4.17)$$

4.4. Теоретичний аналіз процесу передачі сил і енергії в гідравлічних і гідромеханічних приводах затиску

Джерелом енергії для гідравлічного ПрЗ є насос, що перетворює підведену до нього механічну енергію в енергію потоку робочої рідини з тиском P_H та витратою Q_H . Витрата Q_H рідини залежить від втрат в насосі та враховується об'ємним ККД η_O , величина якого для лопатних (пластинчатих) насосів типу Г12, БГ12 і подібних становить 0,6...0,9 [3].

Тиск P_3 на вході в затискну порожнину гідроциліндра (рис. 4.8) є меншим тиску P_H на величину $\Delta P_{втр}$ сумарних втрат тиску в трубопроводах та елементах гідро схеми, тобто фільтрах, розподільчому золотнику, зворотному клапані. Втрати тиску в трубопроводах складаються з втрат по довжині та в місцевих опорах. До перших відносяться втрати тиску на прямолінійних ділянках трубопроводів, до інших – втрати в місцях порушення нормальної конфігурації потоку.

Втрата Q_3 на вході в затискну порожнину гідроциліндра менша витрати Q_H на величину витоків Q_B в елементах гідро схеми, в з'єднаннях трубопроводів та в місці підведення рідини до циліндра, що обертається. Величина втрат в елементах гідросистеми та трубопроводах є функцією тиску та геометричних параметрів зазорів.

Під дією тиску P_3 на поршні з активною площею S_n виникає осьова сила F_{a0} , яка через передавально-підсилювальні ланки, якими може бути конічне з'єднання конус шпинделя – цанга, створює радіальну силу $F_{\Sigma r2}$ затиску. Тиск P_3 , що необхідний для отримання потрібних величин $F_{\Sigma a1}$ та $F_{\Sigma r2}$, налагоджується напірним

При перемиканні розподільчого золотника рідина під тиском P_p в розтискній порожнині гідроциліндра створює на поршні з площею S_n осьову силу розтиску.

Рух поршня ПрЗ, при якому швидкості на початку та в кінці ходу рівні нулю, може бути двохетапним – розгін і гальмування, або трьохетапним – розгін, усталений рух, гальмування.

189

Енергія E , що витрачається ПрЗ для здійснення обробки однієї деталі, складається з енергій E_z та E_p , що витрачаються на затиск і розтиск заготовки, а також енергії E_o для підтримання тиску в гідроциліндрі ПрЗ під час обробки заготовки.

$$E = E_z + E_p + E_o; \quad (4.18)$$

При цьому

$$E_z = E_{pp} + E_{nm} + A_{mp} + E_{kv} + E_{ef} \quad (4.19)$$

де E_{pp} , E_{nm} , і E_{kv} – енергії, що витрачаються на переміщення робочої рідини, мас ланок та компенсацію витоків рідини в гідро лінії; A_{mp} – робота (еквівалент енергії), що виконується для подолання сил тертя в рухомих елементах системи; E_{ef} – ефективна енергія затиску, що витрачається для створення контактних деформацій в зоні спряження ЗЕ та ОЗ.

ККД гідравлічного ПрЗ у даному випадку визначається його економічністю та є відношенням ефективної E_{ef} енергії до всієї енергії, що підведена до ПрЗ під час обробки однієї деталі

$$\eta_{ПрЗ} = \frac{E_{ef}}{(E_z + E_p + E_o) \cdot \eta_{ЗП}}$$

В ЗМ з *гідромеханічним ПрЗ* затиск заготовки відбувається за рахунок потенційної енергії стиснутої пружної ланки, що може бути виконана у вигляді спіральних гвинтових або тарільчатих пружин в залежності від необхідного осьового зусилля затиску $F_{\Sigma r2}$ та переміщення ЗЕ в напрямку затиску. Розтискається заготовка при подачі рідини під тиском P_p в ліву порожнину гідроциліндра з наступною додатковою деформацією пружної ланки на величину δ_p (рис. 4.9), що забезпечує звільнення заготовки. Зусилля $F_{\Sigma a1 \max}$ максимальної деформації пружної ланки рівне сумі зусиль $F_{\Sigma a1 \min}$ попереднього натягу f_H та зусилля $\Delta F_{\Sigma a1}$ додаткової деформації. Без врахування сил тертя

$$F_{\Sigma a1 \max} = P_p \cdot S_n = F_{\Sigma a1 \min} + \Delta F_{\Sigma a1} = C_n \cdot (f_H + \delta_p) \quad (4.20)$$

Поточне значення $F_{\Sigma a1}$ при будь якому положенні поршня з координатою X_1 та відсутності сил опору руху, а також лінійній пружній ланці [3, 4].

$$F_{\Sigma a1} = F_{\Sigma a1 \max} = \frac{f_H + \delta_P - X_1}{f_H + \delta_P} = F_{\Sigma a1 \max} \left(1 - \frac{X_1}{f_H - \delta_P} \right) \quad (4.21)$$

Для затику заготовки достатньо незначне переміщення поршня, величина X_K якого визначається зазорами Δ_{Pr3} в системі «привод-патрон» та контактними зближеннями h_K . При відсутності зазору між ЗЕ та ОЗ осьова та радіальна сили будуть стабільними незалежно від зміни Δd діаметрів заготовок.

При однакових δ_P розкид осової сили $\Delta F_{\Sigma a1}$ для нелінійної пружної ланки у вигляді пакету тарільчастих пружин є меншим, ніж для лінійного, а при однакових $F_{\Sigma a1 \max}$ величина деформації ΔX для нелінійної пружної ланки буде більшим, ніж для лінійної.

Процес затиску заготовки в ЗМ з гідромеханічним ПрЗ та цанговим ЗП містить три етапи: вибірка зазорів X_0 в системі «патрон-деталь», попередній натяг ПСМ на величину X_H та завершальний натяг, що характеризується контактними зближеннями в стиках ЗМ.

Умови рівноваги поршня гідроциліндра без врахування сил інерції рухомих під час затиску-розтиску ланок ЗМ та тертя має вигляд

$$F_{\Sigma a1} = F_{a0} - P_p \cdot S_n \quad (4.22)$$

Де $F_{\Sigma a1}$ – осьова сила затиску заготовки; F_{a0} – осьова сила, що розвивається пружною ланкою; P_p – тиск рідини в розтискній порожнині гідроциліндра; S_n – ефективна площа поршня з сторони розтискної порожнини.

При відсутності тиску P_p (точніше, при його мінімальному значенні), тобто сили протидії, що визначається при затиску опором гідравлічної лінії «гідроциліндр-бак» $F_{\Sigma a1} = F_{a0}$.

На етапі виборки зазору X_0 осьова сила затиску $F_{\Sigma a1} = 0$ (при нехтуванні силами тертя в системі ЗМ). Сила $F_{a0 \max}$ зменшується на величину $\Delta F_{\Sigma a1}$, яка для лінійної пружної ланки більша, ніж для нелінійного.

На етапі натягу системи сила $F_{\Sigma a1}$ збільшується до значення $F_{\Sigma a1 \max}$, а сила F_a зменшується на величину ΔF_a .

Третій етап характеризується контактними зближеннями, при яких потенційна енергія натягнутої пружної ланки переходить в

енергію затиску заготовки. В системі «гідроциліндр-патрон» виникає коливальний (перехідний) процес з великим затуханням. Джерелом коливань є пружна ланка.

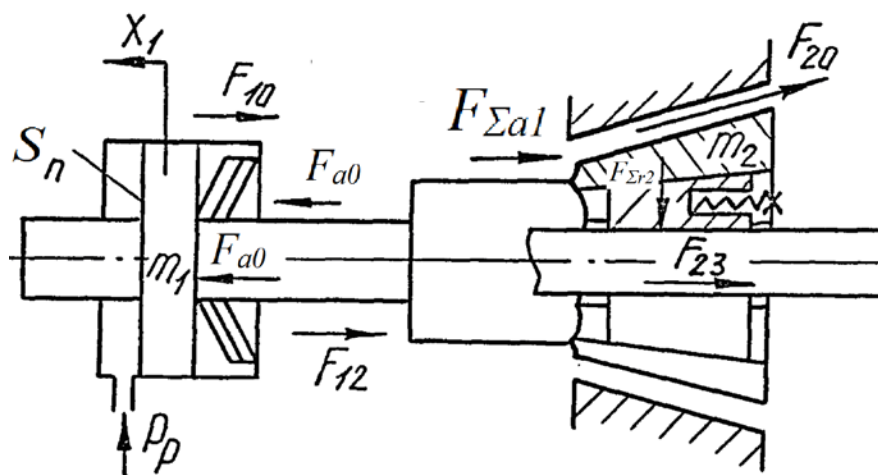


Рис. 4.9. Розрахункова схема ЗМ з гідромеханічним ПрЗ

Для аналітичних досліджень ЗМ, що містить гідромеханічний ПрЗ складена розрахункова схема (рис. 4.9) в якій прийнято наступні позначення: X_1 – переміщення поршня при затиску-розтиску заготовки; F_{a0} – осьова сила, що створюється пакетом тарільчастих пружин; $F_{\Sigma a1}$ – осьова сила затиску, тобто сила на вході ЗП; P_p – тиск розтиску на вході у гідроциліндр; F_{10} , F_{12} , F_{20} , та F_{23} – сили тертя в поршневому та штоковому ущільненнях, труби затиску з шпинделем та прутком, з'єднанні цанги з шпинделем, між ЗЕ та ОЗ; S_n – ефективна площа поршня з сторони розтискної порожнини.

В ЗМ з гідромеханічним ПрЗ та цанговим ЗП енергія E , що підводиться до ПрЗ для обробки заготовки, рівна енергії E_p , що витрачається на розтиск заготовки $E = E_p$.

Енергію для затиску заготовки акумулює пружна ланка при її розтиску. Для підтримання сили затиску під час обробки підведення енергії ззовні не вимагається. Енергія, що необхідна для створення мінімальної осьової сили затиску F_{a1min} акумулюється пружною ланкою у процесі створення її попереднього натягу.

Розтиск заготовки в ЗМ з гідромеханічним ПрЗ здійснюється шляхом подачі робочої рідини під тиском в розтискну порожнину гідроциліндра. Енергія розтиску E_p , в даному випадку, складається з енергій, що витрачаються на: E_{pp} – переміщення робочої рідини; E_{nm}

– переміщення мас ланок, що рухаються під час розтиску; $E_{кв}$ – компенсацію витоків робочої рідини; $E_{\partial n}$ – деформацію пружної ланки у вигляді пакета тарільчатих пружин, а також роботи сил тертя A_{mp} .

$$E_p = E_{pp} + E_{nm} + E_{кв} + E_{\partial n} + A_{mp} \quad (4.23)$$

Енергію E_{nn} попереднього натягу для створення $F_{\Sigma a1min}$ можна представити як площу, що обмежена функцією $F_{a0} = f(X_1)$ та віссю X_1 на ділянці попереднього натягу f_H ,

$$E_{nn} = 0,5 \cdot F_{\Sigma a1min} \cdot f_H. \quad (4.24)$$

Значення $E_{\partial n}$ визначається за формулою

$$E_{\partial n} = \int_0^{\delta_p} F_{a0} dX_1.$$

З врахуванням сил тертя в системі ЗМ та коефіцієнта K тертя між тарільчатими пружинами енергія $E_{\partial n}$ при лінійній пружній ланці

$$E'_{\partial n} = \frac{1}{2} K \cdot \delta_p \cdot F_{a0max} + \sum F_{TP} \cdot \delta_p \quad (4.25)$$

4.5. Теоретичний аналіз процесу передачі сил і енергії в пневматичних і пневмомеханічних приводах затиску

Пневматичні ПрЗ володіють наступним перевагам:

- простота і надійність конструкції;
- висока швидкість вихідної ланки (до 1000 мм/с при поступовому русі і до 60 об/хв при обертанні) ;
- екологічна чистота за рахунок використання стиснутого повітря;
- можливість використання заводської пневматичної мережі з тиском 0,4 – 0,6 МПа;
- висока точність позиціонування при жорсткому упорі;
- можливість використання в агресивному і пожежонебезпечному середовищах;
- високий ККД (до 0,8);
- простота компоновки елементів пневмоприводу;
- низька вартість конструкції і малі витрати на обслуговування.

Недоліками пневматичних ПрЗ є:

- в нецифрових пневмоприводах неможливо здійснювати програмне переміщення без упорів;

- нестабільність швидкості вихідної ланки при зміні навантаження внаслідок стислості повітря;
- обмежена кількість точок позиціонування (частіше дві точки) при цикловому керуванні;
- необхідність демпфування руху в кінці ходу для усунення ударів;
- високий шум.

Найбільш поширений силовий пневмоциліндр двосторонньої дії (рис.4.10), що перемикається повітророзподільником (сигнали Y_1, Y_2).

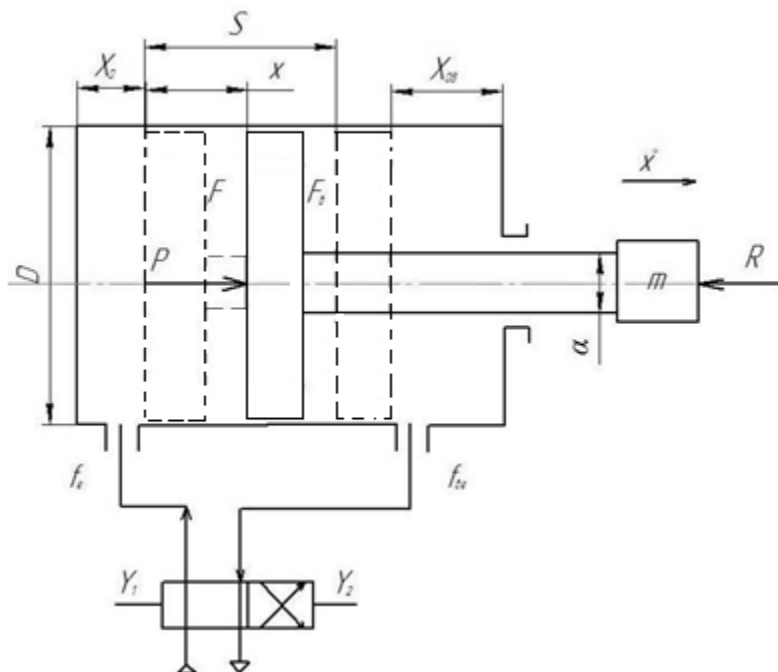


Рис. 4.10. Схема пневмоприводу з циліндром двосторонньої дії

Початкова координата поршня відлічується від умовного нуля і характеризується мінімальним об'ємом робочої порожнини з ефективною площею S_n :

$$X_0 = \frac{V_{p \min}}{S_n} = \frac{V_0 + V_{PT}}{S_n} \quad (4.26)$$

де V_0 – об'єм не ефективного простору циліндра з боку робочої порожнини;

V_{PT} – розрахунковий об'єм підвідного повітропроводу на ділянці від робочої порожнини до повітророзподільника.

В момент початку руху сили, що діють на поршень, знаходяться в рівновазі

$$P_P S_n - P_B F_B - R = 0, \quad (4.27)$$

де P_P – тиск в робочій камері;

P_B – тиск вихлопу;

F_B – ефективна площа поршня в порожнині вихлопу;

R – сила опору, що включає силу тертя, корисне навантаження і вагу при вертикальному і нахиленому виконанні пневмоциліндра).

При двох невідомих P_P і P_B в рівнянні (4.27) його розв'язання виконується методом підбору.

Процес руху поршня описується системою з трьох диференціальних рівнянь руху поршня,

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} = P_P S_n - P_B - R \quad (4.28)$$

і зміни тисків у порожнинах циліндр P_P , P_B , що в загальному вигляді розв'язку не має і потребує тільки чисельне інтегрування.

Для обертальних рухів ПР пневмопривод має двосторонній поршень і зубчасто-рейкову передачу (рис. 4.11)

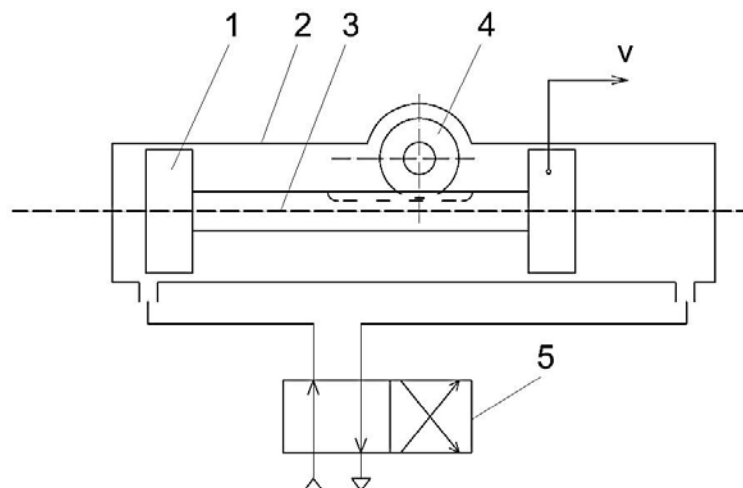


Рис. 4.11. Схема поворотного пневмоприводу ПР: 1 – поршень; 2 – пневмоциліндр двосторонньої дії; 3 – шток-рейка; 4 – зубчасте колесо; 5 – повітророзподільник

Для усунення недоліку і можливістю керування рухом без упору по програмі в НТУУ «КПІ» створені цифрові багатопозиційні лінійні пневмоприводи з внутрішнім розташуванням n поршнів, що знаходяться в зачепленні між собою (хід i – того поршня вдвічі перевищує хід $(i-1)$ –го). В результаті число дискретних положень становить $N - 2^n$, а дискретність дорівнює ходу штока другої секції, який визначається конструктивними характеристиками порожнини першої секції. У загальному випадку для n – секційного пневмоприводу максимальне переміщення вихідного штока становить:

$$L_{\Sigma} = \sum_{i=1}^n l_i = (2^n - 1) \cdot l, \quad (4.29)$$

де l - дискретність привода.

Аналогічно створені цифрові поворотні пневмоприводи, де сумарний кут повороту вихідного вала, що забезпечується при одночасній роботі всіх секцій, становить

$$\alpha_{\Sigma} = \sum_{i=1}^n \alpha_i = (2^n - 1) \cdot \alpha_1, \quad (4.30)$$

де α_1 – кутова дискретність привода.

Для трьохпозиційного переміщення може використовуватись пневмопривод телескопічного типу.

4.6. Теоретичний аналіз процесу передачі сил і енергії в електромеханічних приводах затиску

Електромеханічні приводи дістають все більше поширення в ПР з числовим програмним керуванням (УПК) завдяки наступним перевагам:

- висока швидкодія;
- широкий діапазон регулювання частоти обертання;
- компактність електродвигунів і можливість створення вмонтованих датчиків швидкості та положення;
- рівномірність обертання;
- високий крутний момент на максимальній швидкості;
- висока надійність;
- висока точність завдяки застосуванню цифрової вимірювальної системи з високоточними датчиками в ланцюгу зворотного зв'язку;
- низькі рівні шуму та вібрацій;
- взаємозамінність двигунів;
- зручність підведення електроенергії (стандартними проводами).

Серед недоліків електромеханічних приводів наступні:

- наявність і зношення щіток у колекторах електродвигунів постійного струму;
- обмежене використання в вибухонебезпечних середовищах;
- наявність додаткового кінематичного ланцюга між двигуном та робочим органом ПР.

Електромеханічні приводи ПР можна характеризувати за різними ознаками (рис. 4.12).

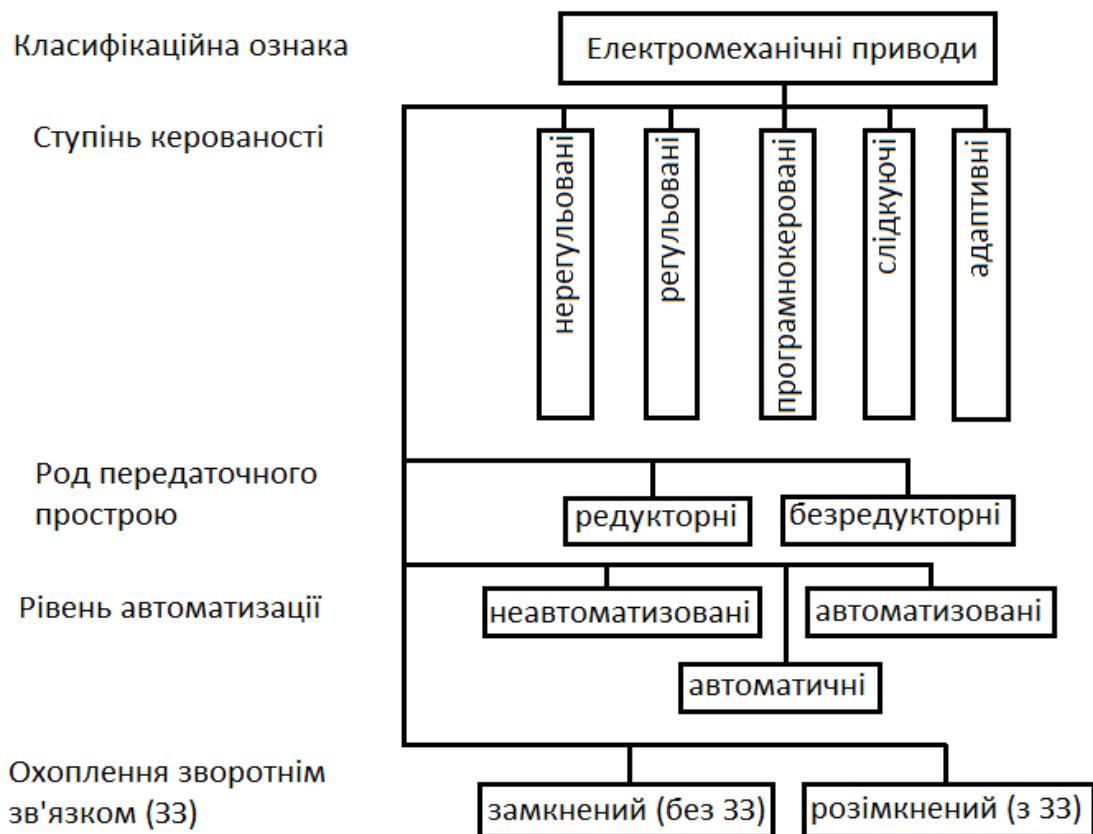


Рис. 4.12. Класифікація електромеханічних приводів промислових роботів

В структурі замкнутого автоматизованого електромеханічного привода можна виділити три частини (рис. 4.13): механічну, електродвигун і систему керування. В структурі розімкнутого електромеханічного привода можна такі три основних частини (рис. 4.14): механічну, кроковий електродвигун, і систему керування.

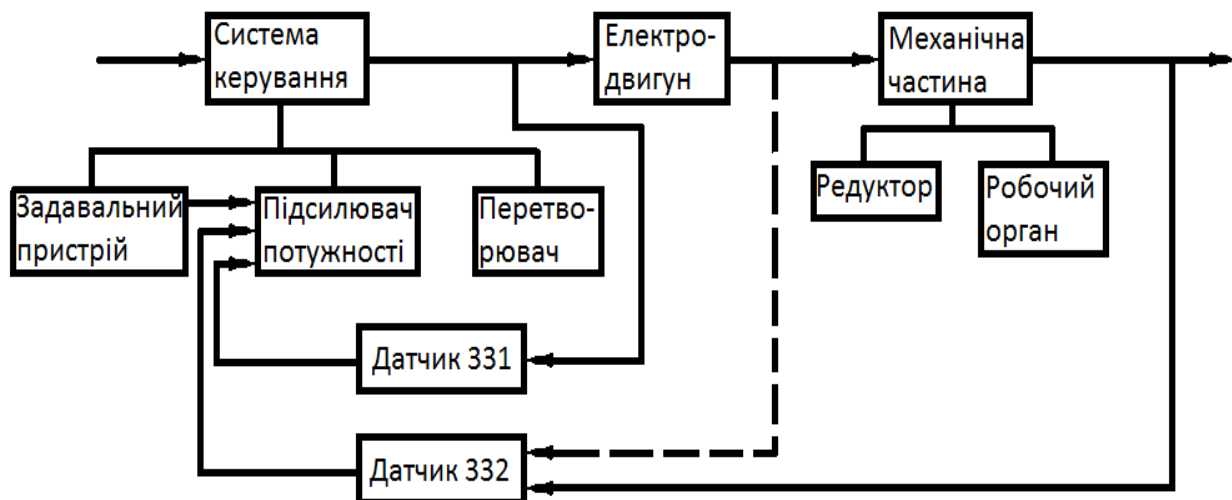


Рис. 4.13. Структурна схема замкнутого автоматизованого електромеханічного привода

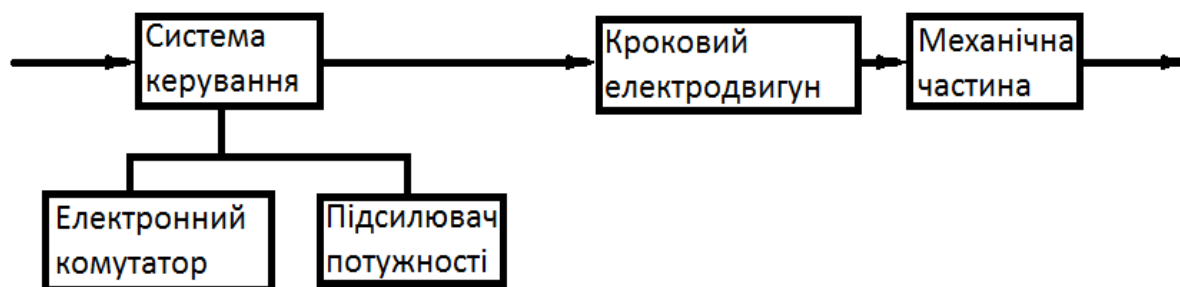


Рис. 4.14. Структурна схема розімкненого автоматизованого електромеханічного привода з кроковим електродвигуном з верстата з ЧПК

Оригінальні схеми використання електромеханічного приводу запропоновані за участю студентів кафедри біотехніки і інженерії НТУУ «КПІ» (рис. 4.15, 4.16). Вони розташовані безпосередньо в захватних пристроях. Захватний пристрій (рис. 4.15) складається з корпусу 1, виконаного із неферромагнітного матеріалу, з розміщеним у ньому електромагнітом 2 та штоком 3. На штоці 3 закріплена планка 4, наприклад, за допомогою гайки 5. Планка 4 за допомогою шарнірно встановлених тяг 6 зв'язана із захватними важелями 7, кожний з яких шарнірно закріплений за допомогою осей 8 на фланці 9. Фланець 9 прикріплений на втулці 10 корпусу 1, наприклад, гайкою 11. У втулці 10 виконаний паз 12, паралельний осі корпусу. Між планкою 4 та корпусом 1 встановлена пружина 13. В кожному з захватних важелів виконані змінні вкладиші 14.

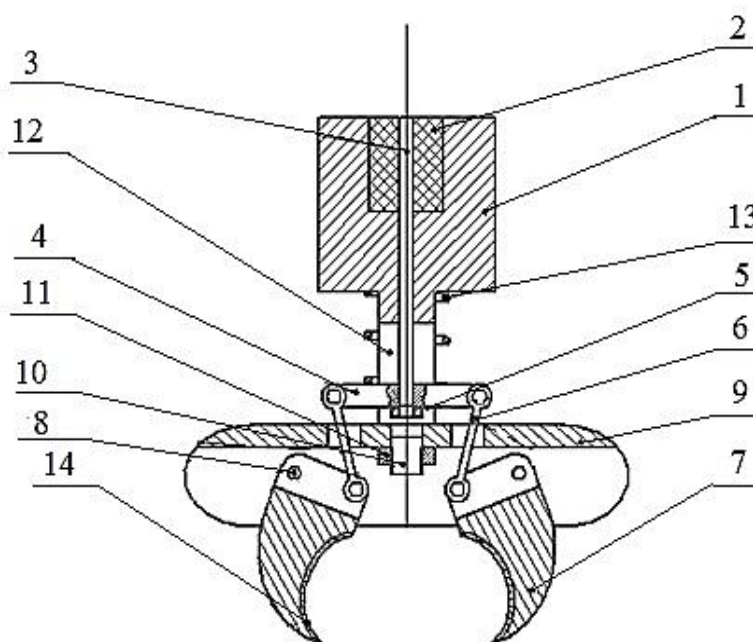


Рис. 4.15. Електромагнітний привод захватного пристрою за пат. України №43614

Пристрій працює наступним чином. При подачі на обмотки (на креслені не показано) електромагніту 2 постійної напруги, відбувається втягування штоку 3, разом із закріпленою на ньому планкою 4, при цьому планка 4 стискає пружину 13 і за допомогою тяг 6, повертає захватні важелі 7 навколо осей 8, до стискання з деталлю (на креслені не показано). При відключенні живлячої напруги пружина 13 повертає шток 3 у вихідне положення, і за допомогою тяг захватні важелі розкриваються.

Механічний пальцевий захватний пристрій (рис. 4.16) складається з нерухомого пальця 1 з консольним трубчастим кронштейном 2, який кріпиться на корпусі 3, виконує функцію направляючої рухомого пальця 4 та оснащений поздовжніми пазами 5 під шпонку 6, яка для міцнішого кріплення має стопірне кільце 7 і зв'язана з ведучою гайкою 8, що взаємодіє з ходовим гвинтом 9, з можливістю його обертання від електродвигуна 10 через муфту 11 за допомогою підшипників 12, які з одного боку закриті кришкою 13. При включенні електродвигуна 10 ходовий гвинт 9 починає обертатись завдяки підшипникам 12 і приводить у дію ведучу гайку 8 і відповідно шпонку 6, яка починає переміщувати рухомий палець 4 по поздовжнім пазам 5.

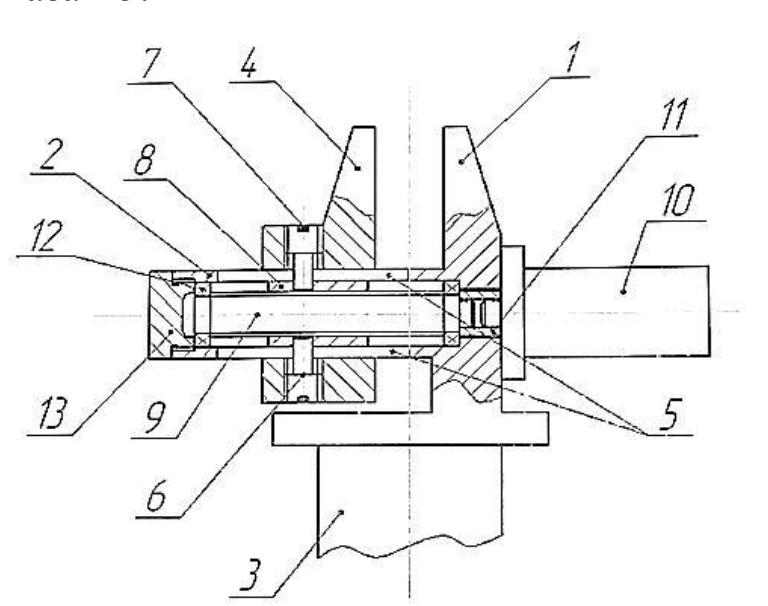
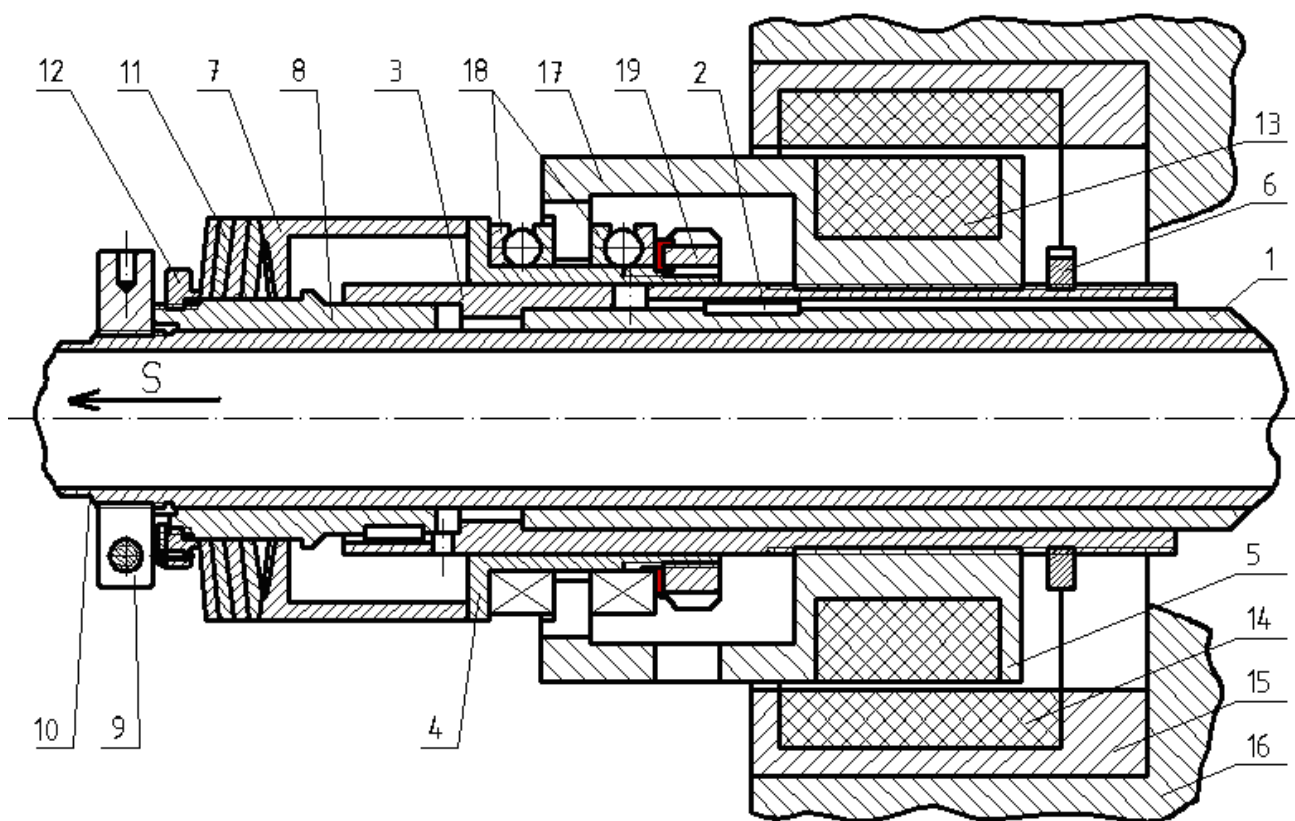


Рис. 4.16. Електромеханічний привод захватного пристрою за пат України №45139

Аналіз процесу передачі сил в електромеханічних ПрЗ складається з двох основних етапів аналізу: механічної та електричної частин. Розглянемо процес передачі сил та енергії в електромеханічному ПрЗ на рис. 4.17.



*Рис. 4.17. Пристрій для затиску пруткового матеріалу
за пат України №95323 [15]*

Робота пристрою для затиску пруткового матеріалу відбувається наступним чином. Для здійснення процесу затиску (рис. 4.10) на обмотки 14 статора 15 подається електричний струм. При цьому навколо обмоток 14 утворюється електромагнітне поле, що взаємодіє з обмотками 13 ротора 5 і спричиняє в них появу обертового моменту. Внаслідок того, що обмотки 13 жорстко зв'язані з ротором 5, обертовий момент передається на ротор 5 і спричиняє його оберально-поступальне переміщення відносно різьбової поверхні корпусу 3 на величину, яка залежить від фактичного діаметра прутка, що затискається. Жорстко закріплена на роторі 5 обойма 17 передає осьове зусилля на муфті затиску 4 через опорні підшипники 18. Далі муфта затиску 4 передає осьове зусилля на трубу затиску 10 через стакан 7, набір пружних елементів 11, гайку 12, приводну втулку 8 і гайку 9. Процес затиску продовжується до моменту досягнення необхідного зусилля затиску, яке залежить лише від параметрів струму, що подається на обмотки статора 14 і є стабільним, тобто не залежить від величини відхилення радіальних розмірів оброблюваного прутка. Оберально-поступальний рух ротора 5 (процес затиску) припиняється самовільно у разі досягнення

необхідного зусилля затиску і, як наслідок, зростання зусилля, що протидіє його осьовому переміщенню. Момент закінчення процесу затиску (зупинки ротора) відображається у характеристиках струму, що проходить в обмотках статора 14. Після закінчення процесу затиску підведення струму до обмоток статора 14 припиняється, причому підтримка зусилля затиску відбувається за рахунок самогальмовування в різьбовому з'єднанні ротора 5 і корпусу 3.

Для здійснення розтиску на обмотки статора 14 подається струм з характеристиками, які зумовлюють рух ротора 5 в протилежному напрямі, порівняно з процесом затиску, до упору в гайку 6, розташовану на корпусі 3. Це спричиняє рух обойми 17, муфти затиску 4, стакана 7, приводної втулки 8 і труби затиску 10 в зворотному напрямі порівняно з процесом затиску. Заготовка розтискається під дією пружності пелюсток цангового патрона (на кресленні не показаний). Необхідності подачі великих зусиль на трубу затиску вимагає збільшення габаритів даного електромеханічного ПрЗ. В цьому випадку доцільно виконувати механічну (наприклад, важільну) підсилювальну ланку.

Для компенсації втрати зусилля затиску в затискному патроні під час обробки на високих частотах обертання (коли затиск відбувається при зупиненому шпинделі, як у напівавтоматах) даний пристрій дозволяє проводити "дозатиск на ходу" шляхом короткочасної подачі струму з відповідними характеристикам на обмотки статора (можливо декілька раз в міру розгону шпинделя).

Розрахунок силових характеристик ПрЗ. Осьова сила $F_{\Sigma a1}$, яка передається на ротор від труби затиску, врівноважується реакцією шпинделя. Для проведення розрахунку гвинтової передачі умовно замінюємо сили, що діють на поверхню витків різі зосередженою силою, нормальною до лінії профілю різби, і, зважаючи на малість кута γ_p , вважаємо співвісною з $F_{\Sigma a1}$. Тангенціальна сила, яку необхідно прикласти до ротора на радіусі $\frac{d_2}{2}$ для отримання відповідної величини вихідного зусилля $F_{\Sigma a1}$, визначається з $F_t = F_{\Sigma a1} \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi_p)$, а обертовий момент – $T_p = 0,5d_2F_t$ [2, 12]. Таким чином

$$T_p = 0,5 \cdot d_2 \cdot F_{\Sigma a1} \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi_p) = 0,5 \cdot 0,085 \cdot 20000 \cdot \operatorname{tg} 4,43^\circ = 66 \text{ нм}.$$

З попереднього виразу отримуємо вираз для знаходження вихідної сили $F_{\Sigma a1}$ електромеханічного ПрЗ.

$$F_{\Sigma a1} = T_p / 0,5 \cdot d_2 \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi_p) \quad (4.31)$$

Для визначення зусиль, що діють в ЗМ в складі якого використовується електромеханічний привод складена розрахункова схема (рис. 4.18).

Відповідно до розрахункової схеми (рис. 4.18) дослідимо передачу сил у цанговому ЗП. Для спрощення розрахунків прийнемо наступні припущення: затяжна цанга без упора (заготовка в процесі затиску робить тяж осьове переміщення що і сама цанга, тобто відсутня сила тертя у контакті заготовки і губок цанги); при малих величинах розведення цанги силами пружності пелюсток можна знехтувати. Приймавши до уваги вищевикладені припущення, складаємо рівняння рівноваги сил, які діють на цангу у площинах:

$$\text{горизонтальній} - F_1 \cdot \cos \alpha + R \cdot \sin \alpha - S = 0; \quad (4.32)$$

$$\text{вертикальній} - F_1 \cdot \sin \alpha - R \cdot \cos \alpha + F_{\Sigma r2y} + F_{\omega \Pi} = 0, \quad (4.33)$$

де $F_{\Sigma r2y}$ – сумарна радіальна сила затиску заготовки механізмом затиску з цанговим патроном; R – нормальна реакція що, діє з боку шпинделя на конус цанги; F_1 – сила тертя на затискному конусі цанги; α – половина кута конуса цанги; $F_{\omega \Pi}$ – відцентрова сила інерції, що діє на пелюстки цангового патрона під час його обертання навколо своєї осі. Врахувавши, що $F_{\omega \Pi} = m_y \omega^2 r_y$; $F_1 = R \cdot f$ а $f = \operatorname{tg} \varphi$ виражаємо з (4.33) R і підставляємо в (4.32).

$$F_{\Sigma a1} = (F_{\Sigma r2y} + m_y \cdot \omega^2 \cdot r_y) \cdot \frac{\sin \alpha + \operatorname{tg} \varphi \cdot \cos \alpha}{\cos \alpha - \operatorname{tg} \varphi \cdot \sin \alpha},$$

де m_y – маса пелюсток цанги; r_y – відстань від осі обертання шпинделя до центра ваги пелюстки цанги; f – коефіцієнт тертя.

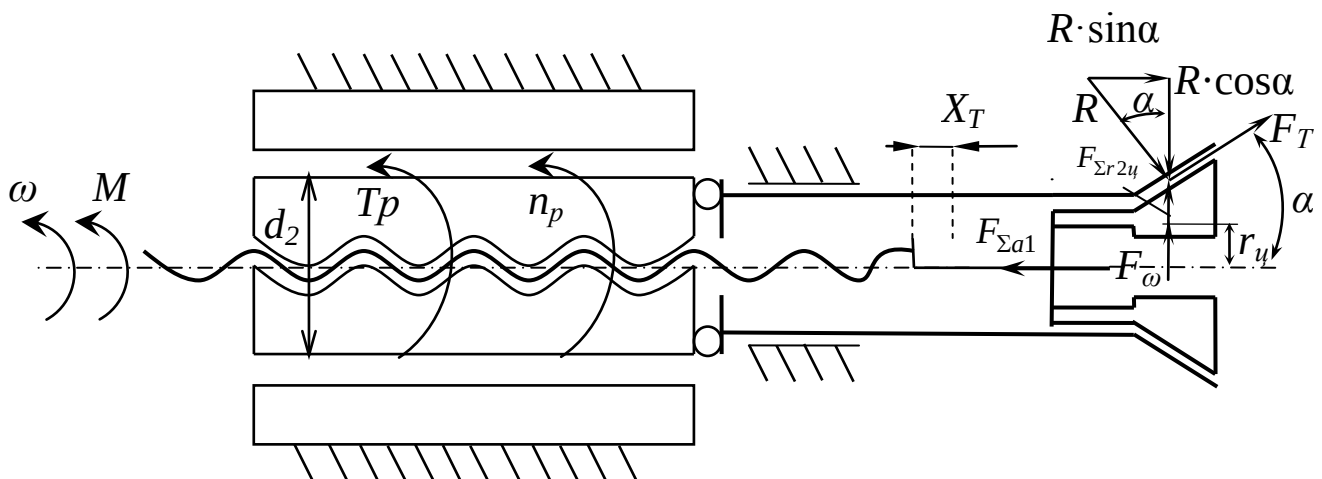


Рис. 4.18. Розрахункова схема ЗМ з електромагнітним ПрЗ

Після перетворень попереднього виразу отримуємо залежність, що описує передачу сил у цанговому патроні з врахуванням дії відцентрової сили:

$$F_{\Sigma a1} = (F_{\Sigma r2y} + m_y \cdot \omega^2 \cdot r_y) \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varphi), \quad (4.34)$$

Після підстановки виразу (4.34) в (4.31) отримуємо вираз для визначення зусилля затиску в ЗМ з електромеханічним приводом при врахуванні дії відцентрових сил пелюсток цанги.

$$F_{\Sigma r2y} = (T_p / 0,5 \cdot d_2 \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi_p) \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varphi)) - m_y \cdot \omega^2 \cdot r_y.$$

Залежність зусилля затиску заготовки в ЗМ з електромеханічним ПрЗ від частоти обертання шпинделя та моменту на роторі ПрЗ представлено на графіках рис. 4.19. При побудові графіків залежності (рис. 4.19) розглянутих характеристик механізму затиску були прийняті наступні значення геометричних та масових параметрів цього механізму: $m_y = 1,28 \text{ кг}$; $r_y = 0,028 \text{ м}$; $d_2 = 85 \text{ мм}$; $\varphi \approx 5^\circ$; $\varphi_p \approx 4^\circ$; $\psi \approx 0,43^\circ$.

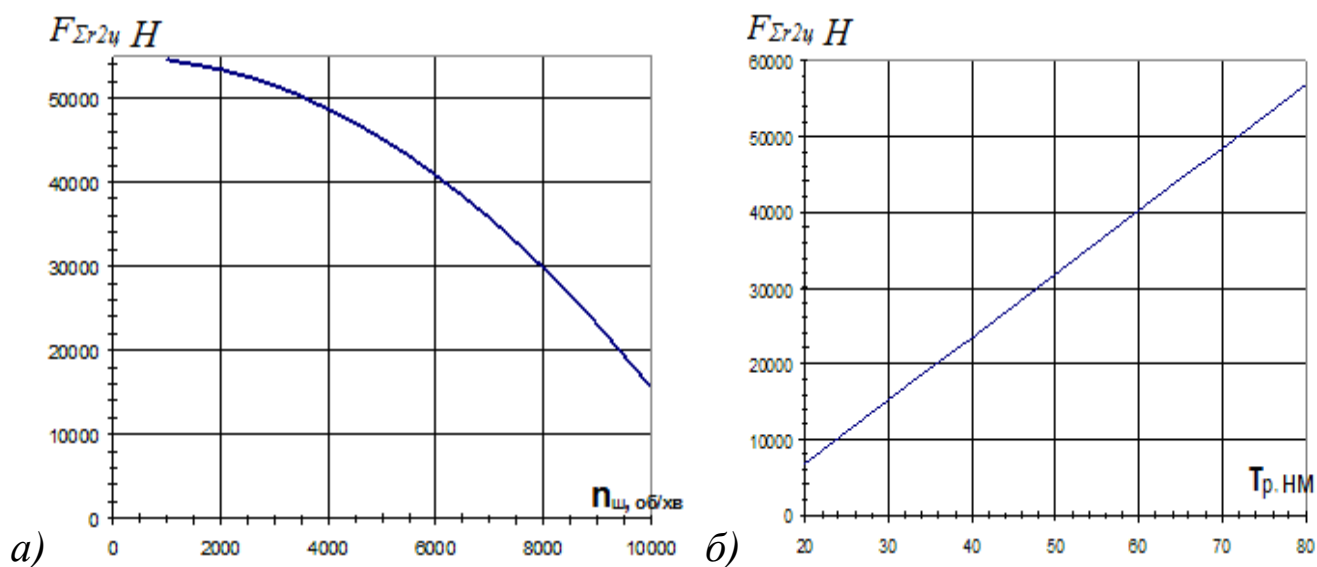


Рис. 4.19. Залежність сумарного зусилля затиску заготовки $F_{\Sigma r2y}$ в ЗМ з електромагнітним ПрЗ від: а) – частоти обертання шпинделя $n_{ш}$ при обертальному моменті ротора $T_p = 66 \text{ Нм}$; б) – обертального моменту T_p , що утворюється на роторі при частоті обертання шпинделя $n_{ш} = 5000 \text{ об/хв}$

Зважаючи на все вищевикладене, приймаємо можливість роботи електродвигуна в складі ПрЗ у повторно-короткочасному режимі при мінімальному перевантаженні в 2 рази. Отже, подальший розрахунок

параметрів електродвигуна проводимо виходячи з умови забезпечення номінального моменту при роботі в довготривалому режимі $M_1 = 35$ нм.

Номінальна механічна потужність електродвигуна [1, 16] визначається з формули $P_1 = 0,1046 \cdot M_1 \cdot n_1$, де для даного випадку $M_1 = 35$ нм – номінальний крутний момент електродвигуна; $n_1 = n_p - n_{ш} = 6000 - 5000 = 1000$ об/хв – відносна частота обертання ротора електродвигуна для забезпечення якої споживається енергія, де n_p – частота обертання ротора, $n_{ш}$ – частота обертання шпинделя.

$$P_1 = 0,1046 \cdot M_1 \cdot n_1 = 0,1046 \cdot 35 \cdot 1000 \approx 3,7 \text{ кВт.}$$

Число пар полюсів електродвигуна визначається із співвідношення

$$p_1 = \frac{60 f_1}{n_p} = \frac{60 \cdot 200}{6000} = 2,$$

де $f_1 = 200$ Гц – частота струму живлення електродвигуна.

Література до глави 4

1. Алиев И.И. Асинхронные двигатели в трехфазном и однофазном режимах/ Алиев И.И. –М.: ИП РадиоСофт, 2004.–128 с.
2. Иванов М.Н. Детали машин: учебник [для студентов вузов] /М.Н. Иванов, под ред. В.А. Финогенова. – М: 6-е изд., 2000. - 383 с. перераб. (Высш. шк.).
3. Иванюк И.А. Быстродействующие зажимные механизмы токарных автоматов с гидравлическим приводом: дис.... канд. техн. наук / Иванюк И.А. – К.: «КПШ», 1984. – 235с.
4. Кузнецов Ю.Н. Синтез зажимных механизмов прутковых автоматов : дис.... докт. техн. наук / Кузнецов Ю.Н.–М.: МВТУ им. Н.Э.Баумана, 1984.–515 с.
5. Кузнецов Ю. М. Верстати-автомати та автоматичні лінії. –К.–Тернопіль: ТОВ "ЗМОК"–ПП "Гнозіс", 2001.–198с.
6. Кузнецов Ю.М. Вплив відцентрових сил інерції на передачу сил у важільних приводах затиску з геометричним замиканням /Ю.М. Кузнецов, Р.Г. Редько, Б.І. Придальний // Наукові нотатки.– Випуск 18.– Луцьк, 2006. – С. 230–240.
7. Кузнецов Ю.М. Цільові механізми верстатів-автоматів і верстатів з ЧПК. Частина 3.-К.:ТОВ «ЗМОК»; Тернопіль: ТДТУ, 2001. – 354с

8. Кузнецов Ю.М., Придальний Б.І. Проектування цільових механізмів маніпулювання верстатів нового покоління. Вид. 2ге змін. /Під загальною редакцією проф. Ю.М.Кузнецова. –Луцьк: Вежа-Друк, 2014. – 428 с.
9. Попов В.И., Локтев В.И. Динамика станков. – Киев: Техніка, 1975. – 136 с.
10. Придальний Б.І. Вплив відцентрових сил на силові характеристики приводів затиску з розклинюючими елементами і геометричним замиканням. / Б.І.Придальний., Кузнецов Ю.М., Редько Р.Г. // Наукові нотатки. – Луцьк, 2009. – С. 297– 303.
11. Придальний Б.І. Вплив частоти обертання шпинделя на силові характеристики затискного механізму з важільним приводом / Придальний Б.І. // Всеукраїнський науково-технічний журнал "Промислова гідравліка і пневмоавтоматика". – 2007. – №3 (17). – С 64–72.
12. Придальний Б.І. Створення приводів затиску для швидкохідних токарних автоматів: дис. канд. техн. наук / Придальний Б.І. Тернопільський НТУ ім. Івана Пулюя, 2011.– 198с.
13. Проектирование электрических машин: Учеб. пособие для вузов / [Ф.А. Горяинов, Б.К. Клоков и др.]; под ред. И.П. Копылова.– М.: Энергия, 1980. – 496 с.: ил.
14. Свешников В.К., Усов А.А. Станочные гидроприводы: Справочник. – М.: Машиностроение, 1982. – 464 с.
15. Пат. 95323 UA, МПК В 23 В 13/10 (2006.01). Пристрій для затиску пруткового матеріалу / Кузнецов Ю.М., Придальний Б.І., Редько Р.Г.. – № А2009 06409 ; заявл. 19.06.2009 ; опубл. 25.07.11, Бюл. № 14/2011.
16. Prydalnyy B. Method of calculation energy of characteristics of electromechanical clamping mechanism of automatic lathes / Borys Prydalnyy // International scientific conference "Unitech 2013", 22–23 November, Gabrovo. Vol. III, 92-98 p.

ГЛАВА 5. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРИВОДІВ ЗАТИСКУ

5.1. Стенди і оснащення для експериментальних досліджень затискних механізмів

Для експериментальних досліджень ЗМ на різних частотах обертання створено спеціальний стенд (рис. 5.1), в якому функціонують механічна, гідравлічна, електрична та електронна системи, а його базовим вузлом є видозмінений шпиндельний барабан БТА. Стенд містить привод обертання шпинделя, систему затиску заготовки, електричну систему живлення і керування, засоби вимірювання і сигналізації (рис. 5.2).

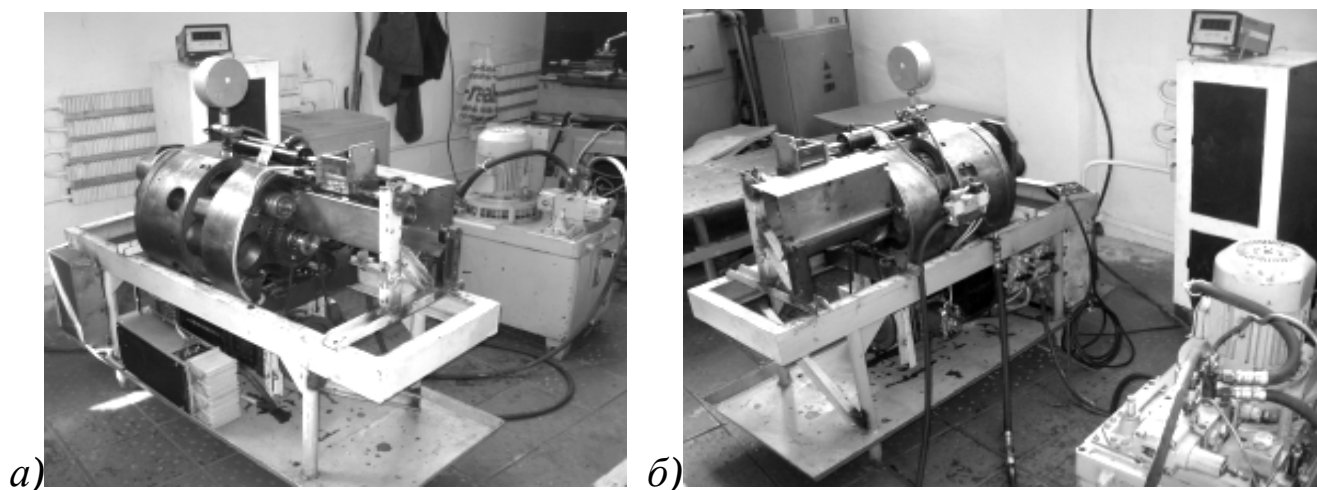


Рис. 5.1. Стенд для дослідження затискних механізмів: а і б – вигляд відповідно з правого і лівого боків

Привод обертання шпинделя приводиться в дію електродвигуном 1 (рис. 5.3) потужністю 11кВт постійного струму живлення з незалежним збудженням та номінальною і максимальною частотою обертання відповідно 1000 і 3000 об/хв. Електродвигун такого типу дозволяє здійснювати плавне регулювання кутової швидкості його вала від нуля до максимальної із забезпеченням достатньо великого крутного моменту на всьому діапазоні частот обертання.

Від електродвигуна 1 через клинопасову передачу 2–3 крутний момент передається на вал I, від якого через зубчасту пару 4–5 рух передається шпинделю II, що базується у шпиндельному барабані на двох опорах кочення. Шляхом підбору діаметра шківів клинопасової

передачі можна отримувати необхідний діапазон частот обертання шпинделя.



Рис. 5.2. Структура створеного науково-дослідного стенда

Передня опора шпиндельного вузла являє собою підшипник марки 3182118 (дворядний роликовий з короткими циліндричними роликами та конусним отвором 1:12). Задня опора шпинделя виконана у вигляді пари дуплексованих кулькових радіально-упорних підшипників марки 46117 та кулькового упорного підшипника марки 8117. Описана конструкція привода обертання шпинделя дозволяє отримувати частоту його обертання в діапазоні від 0 до 3500 об./хв за умови змащування опор оливами з низькою в'язкістю типу И–20А і ИГП–18. Такий частотний діапазон вже дозволяє виявити вплив відцентрових сил інерції на ПрЗ, ЗП та інші вузли ЗМ. За потреби

The diagram illustrates a mechanical drive system for a machine tool table. A motor (M) is connected to a vertical shaft (2) which has a gear (1) with $z=48$ teeth. This gear meshes with a gear (3) on a horizontal shaft (4) with $z=3$ teeth. The horizontal shaft (4) is supported by bearings (9) and is connected to a table (12) via a coupling (5). The table (12) is also supported by bearings (10) and is connected to a drive mechanism (11) which includes a motor (7) and a gear (8). The drive mechanism (11) is connected to the table (12) via a coupling (6). The table (12) is also connected to a control system (13) which includes a motor (7) and a gear (8). The control system (13) is connected to the table (12) via a coupling (6).

Отже, в результаті запропонованих змін можна підвищити потужні і швидкісні характеристики привода обертання шпинделя, зменшення ресурсу та жорсткості передньої опори

шпинделя. Таке відносне послаблення опори шпинделя в даному випадку є цілком прийнятним через відсутність процесу обробки заготовки різанням (точіння) та будь-якої іншої потреби в ході експериментального дослідження тривалий час сприймати одночасно значне осьове та радіальне навантаження.

Система затиску заготовки містить у своєму складі механічну і гідравлічну частини. Подача механічної енергії на вхід ЗМ через гідросистему дозволяє отримати ряд переваг, пов'язаних з автоматизацією цього процесу, управлінням та визначенням величини його параметрів. Основою механічної частини являється досліджуваний ЗМ. Джерелом енергії ЗМ є прикріплений на сферичній опорі до шпиндельного барабана гідроциліндр (ГЦ) 8 (рис. 5.3), який подає зусилля через вилку 6, що рухається по напрямній 7, на опорні підшипники МЗ 9. Далі зусилля передається через ППМ досліджуваного ПрЗ, в даному випадку важіль 10, пакет тарілчастих пружин 11 та трубу (тягу) затиску 12, до ЗП13. Затискні патрони, які можуть встановлюватися в ЗМ для проведення їх дослідження, можуть бути як вже існуючого принципу дії, наприклад важільний (зображений на рис. 5.3), клиновий, цанговий, так і принципово нові, що призначені для роботи в автоматичному циклі і потребують індивідуального експериментального дослідження. Дослідження ПрЗ з геометричним замиканням є одними із запланованих досліджень, які можливо провести на даному науково-дослідному стенді. Типи досліджуваних ПрЗ з геометричним замиканням можуть бути різні: нові і вже відомі – важільний (верстат мод. 1Б240), роликовий (верстат мод. 1А240), ПрЗ з механізмом самоналагодження та інші. Дослідження можуть стосуватися не лише типу (принципу роботи) ПрЗ в цілому, а й впливу внесення змін у окремі частини вже існуючих ПрЗ: геометрично-масові параметри елементів ППМ, конструкцію і характеристики пружної ланки, профіль МЗ [7], матеріал елементів і т.д. В подальшому планується проводити дослідження розроблюваних нових типів ПрЗ з геометричним замиканням, що прогнозовано мають хороші експлуатаційні характеристики при високих частотах обертання. Такими є розроблені ПрЗ з розклинюючими тілами кочення та охоплюваною МЗ, важільно-центробіжний і т.д. [30-33].

Гідравлічна частина системи затиску заготовки (рис. 5.4) має у своїй основі уніфіковану насосну установку типу Г48–2, що приводиться у дію асинхронним електродвигуном фланцевого

виконання потужністю 3 кВт і частотою обертання вала 1450 об/хв. Як робочу рідину у гідросистемі стенда використовують масло індустріальне типу И-30А. Насосна установка містить в собі всю гідроапаратуру, необхідну для живлення і регулювання роботи гідроприводу, та забезпечує подачу масла 15 л/хв і максимальний тиск не менше 6,3 МПа.

Керування потоками масла і, відповідно, роботою ГЦ, який є джерелом механічної енергії для ЗМ, здійснюється трипозиційним гідророзподільником типу ВЕ6 з електричним керуванням. Робоча площа поршня ГЦ у безштоковій камері складає $19,6 \times 10^{-4} \text{ м}^2$. Це дозволяє отримувати максимальне зусилля на вході ЗМ величиною 11 Кн, що змінюється відповідно до потреб експерименту за допомогою регулюючої гідроапаратури насосної установки. Гідравлічний манометр МН, що з'єднаний з безштоковою камерою ГЦ через дросель змінного січення для запобігання його швидкому виходу з ладу, дозволяє вимірювати тиск масла і, як наслідок, величину сили, яка утворюється на штокові.

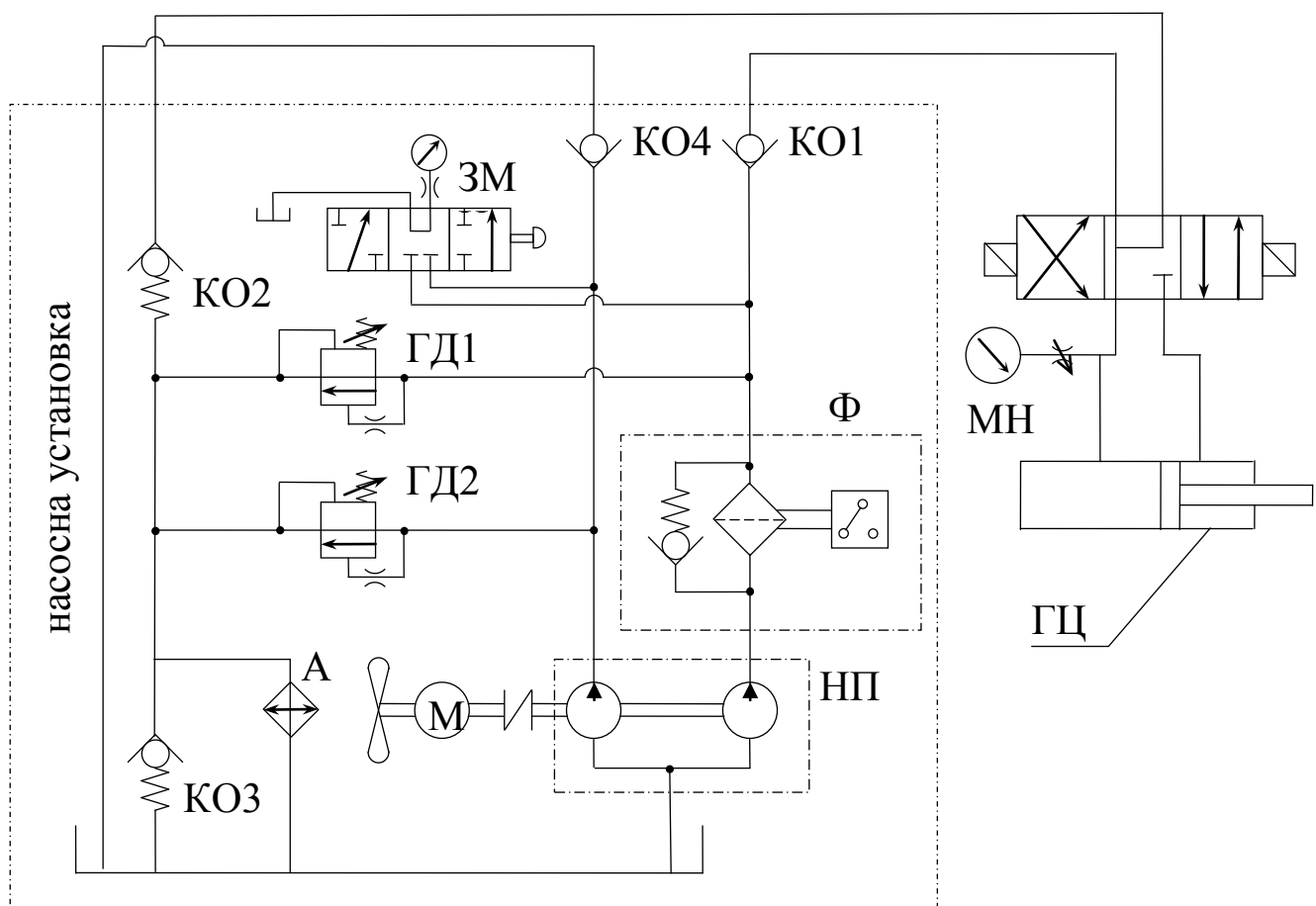


Рис. 5.4. Гідравлічна схема науково-дослідного стенда

Електрична система живлення і керування стендом (рис. 5.5) є найбільш розгалуженою [17], оскільки її елементи присутні у всіх інших системах. Живлення електросистеми переважно забезпечує трифазний трансформатор з вхідною напругою 380 В трифазного струму промислової частоти. Одним з основних вузлів, що поєднує між собою всі електричні підсистеми та безпосередньо керує їх роботою, є центральний блок керування. Він є проміжним елементом керування і виконує функцію підсилення та обробки команд, які поступають від елементів ручного (переносний пульт керування) і автоматичного (система обмеження ходу ГЦ) керування. Плавне регулювання частоти обертання вала електродвигуна постійного струму привода обертання шпинделя виконується з допомогою тиристорного блоку живлення. Підключення електросистеми стенда до силової мережі лабораторії здійснюється через роз'єм XS на електрощиті.

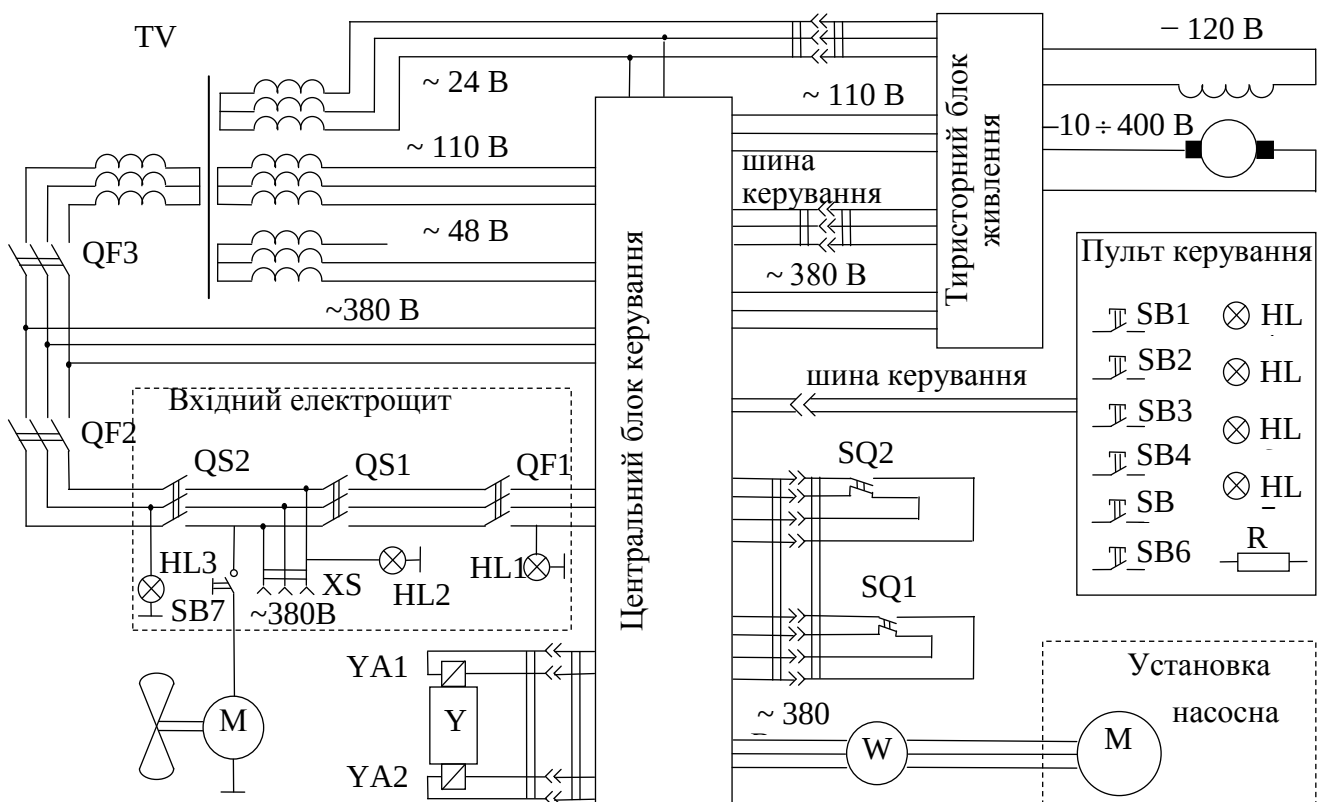


Рис. 5.5. Функціональна електрична схема науково-дослідного стенда

Далі струм подається паралельно через вимикачі QS1 та QS2 на трансформатор і магнітні пускачі центрального блоку керування, які вмикають по команді з переносного пульта керування відповідно електродвигун насосної установки та електродвигун привода обертання шпинделя. Також безпосередньо від роз'єму XS струм

подається на вимикач *SB7*, що вмикає вентилятор охолодження електродвигуна постійного струму. Для запобігання пошкодженню електросистеми від проходження струму надмірної сили внаслідок перевантаження її елементів чи випадкового короткого замикання встановлені автоматичні вимикачі: *QF1* – для кола живлення електродвигуна насосної установки; *QF2* – кола живлення якоря електродвигуна постійного струму; *QF3* – живлення трансформатора та під'єднаних до нього споживачів, в тому числі статора електродвигуна постійного струму. Передбачена також електрична система автоматичного обмеження величини ходу *ГЦ*, яка попередньо налаштовується відповідно до величини ходу *МЗ* досліджуваних *ПрЗ*. Ця система містить у собі шляхові вимикачі *SQ1* та *SQ2*, електромагніти гідророзподільника *YA1* та *YA2*, відповідну релейну апаратуру центрального блоку керування і спрацьовує самостійно під час виконання операції розтиску або затиску заготовки.

Для можливості здійснення дистанційного керування системами стенда при його огорожі або розташуванні в ізольованій кімнаті та контролю за їх станом створений переносний пульт керування, що з'єднаний з дослідним стендом багатожилым кабелем (шиною керування) довжиною 5,2 м через багатоштекерний роз'єм. Така конструкція пульта значно підвищує зручність, функціональність і безпеку в процесі користування дослідним стендом. Розміщені на пульті вимикачі натискного (кнопкового) типу *SB1–SB6* опосередковано (через центральний блок керування) вмикають і вимикають відповідно привод обертання шпинделя, електропривод насосної установки та процес розтиску і затиску заготовки, а змінний резистор *R* регулює кутову швидкість шпинделя. Також наявні на пульті керування сигнальні лампи *HL4–HL7* сигналізують про: наявність напруги на вторинних обмотках трансформатора і, як наслідок, живлення елементів системи керування; наявність напруги на обмотках статора і якоря електродвигуна привода обертання шпинделя (увімкнутий електродвигун може не обертатися під час установки регулятора кутової швидкості шпинделя в нульове положення); крайні положення муфти затиску *ЗМ*, що відповідають стану "затиснуто" чи "розтиснуто". Останнє є незамінним засобом постійного здійснення точного, зручного та ефективного контролю надійності, швидкості процесу і стану геометричного замикання *ПрЗ*, особливо під час випробувань в динаміці (при закритому захисному

кожусі). Це необхідно як для дослідження конструкції ЗМ, так і для дотримання норм безпеки.

Сигнальні лампи вхідного електрошита сигналізують про наявність напруги: *HL1*(червоний) – для можливості запуску насосної установки; *HL2* (яскраво-зелений) – на електросиловому вході стенда, тобто роз'ємі *XS* (як застереження про наявність струму); *HL3*(жовтий) – на елементах системи керування і для можливості запуску привода обертання шпинделя. Тиристорний блок живлення електродвигуна привода обертання шпинделя містить у своїй конструкції сигнальні лампи наявності напруги окремо на кожній з трьох електричних фаз і сигнальні лампи спрацювання чи виходу з ладу його плавких запобіжників.

Згідно з нормами техніки безпеки, стенд оснащений захисними кожухами найбільш небезпечних відкритих обертових частин, один з яких є відкидним для можливості прямого доступу та візуального огляду елементів ПрЗ. Для запобігання ураженню людей електричним струмом виконано заземлення всіх відкритих струмопровідних конструкцій дослідного стенда, в тому числі насосної установки.

Перелік вимірювальних приладів для оснащення стенда не є повністю стандартним і формується більш точно відповідно до об'єкта і характеру експериментальних досліджень. Основними та найбільш універсальними в даному випадку є тахометр, гідравлічний манометр, динамометр [9] для вимірювання радіальної сили затиску в ЗП під час його обертання і ватметр або інші прилади, що виконують його функцію (наприклад, аналізатор параметрів електричної мережі Twelve AS–3 plus). З допомогою індикатора часового типу визначається величина ходу (зміна величини ходу) труби затиску. Такий набір вимірювальних приладів дозволяє оцінити головні вхідні і вихідні характеристики при динамічному і статичному дослідженні ЗМ в цілому. Це також передбачає (включає в себе) дослідження елементів ЗМ окремо, наприклад підсистеми "привод-патрон", для чого додатково необхідно оснащувати стенд спеціальним навантажувальним пристроєм, що протидіє переміщенню труби затиску, для абстрагування від впливу ЗП.

Для більш ґрунтовного дослідження підсистеми "патрон-деталь" і підтвердження теоретичних досліджень використовують, крім того, ще спеціальні навантажувальні пристрої і динамометричний ключ. З допомогою динамометричного ключа визначається мінімальний

момент прокручування, а з допомогою навантажувальних пристроїв – сила проштовхування, радіальні відтискання та жорсткість на різних вильотах заготовок, затиснутих в досліджуваному ЗП. В рамках дослідження цангового ЗП може визначатися, за допомогою індикатора часового типу, величина відтягування заготовки під час її затиску. Ширший спектр вимірювань, в тому числі всі вищеописані, можна провести з допомогою більш сучасного і універсального методу – тензометричних вимірювань.

Отже, весь перелік експериментальних досліджень, що можуть проводитися на даному науково-дослідному стенді, складається з множини комбінацій всіх варіантів об'єкта дослідження (ЗМ в цілому і його елементів) та умов його роботи (різні параметри вхідних величин при різних частотах обертання).

Для проведення експериментів застосовуються також наступні інструменти та обладнання:

- 1) спеціальний динамометр (рис. 5.6) для вимірювання сумарного радіального зусилля затиску ЗП під час обертання [17, 29];
- 2) тензометрична система ВНП – 8;
- 3) тахометри ЦАТ–3М (рис.5.7, б) і ТЧ–10Р (рис.5.7, в), індикатор часового типу.

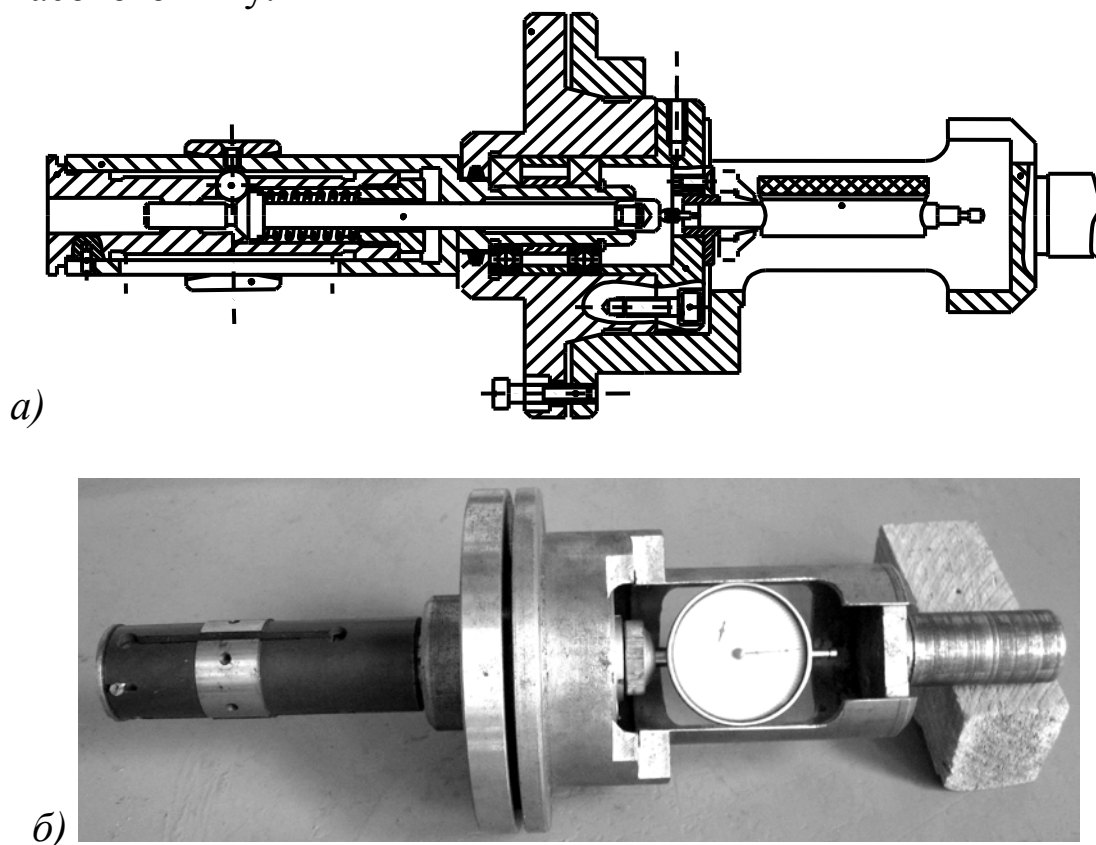


Рис. 5.6. Динамометр для вимірювання радіальних сил затиску в ЗП під час обертання: а) – конструкція; б) – загальний вигляд

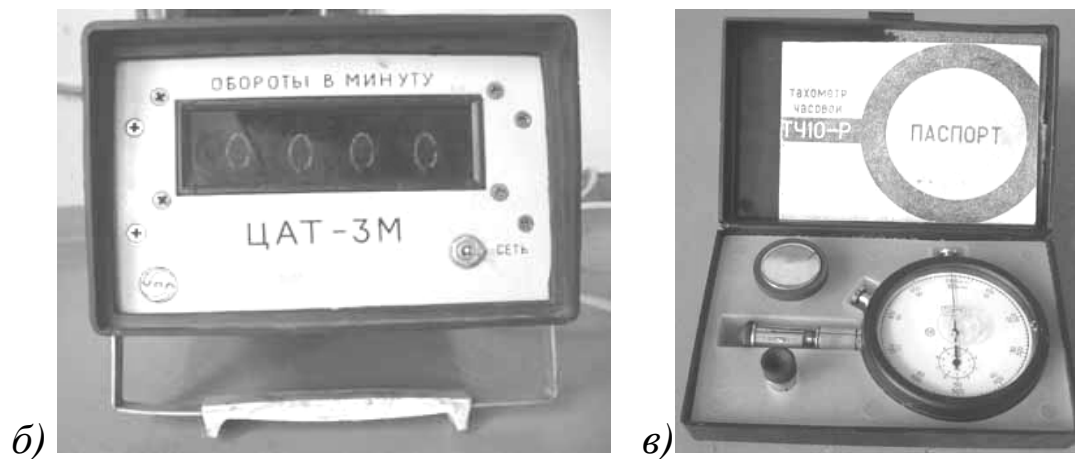


Рис.5.7. Вимірювальні прилади, що використовуються для дослідження силових характеристик ПрЗ і ЗМ: а) – тензометрична система ВНП – 8; б) – тахометр ЦАТ-3М; в) тахометр ГЧ – 10Р

- 4) затискні патрони: цанга (рис. 5.8, а) мод. 1А240, важільно-кулачковий патрон МПК 7102-0064 (рис.5.8, б), навантажувальний пристрій (рис. 5.9);

Максимальні значення величини вхідного зусилля F_{a0} (максимальне зусилля замикання ППМ), що розвивається під час затиску при зупиненому шпинделі (як у багатошпиндельних токарних напівавтоматах 1Б240П-6 з гідроприводом затиску, токарних верстатах з ЧПК і токарно-револьверних верстатах) та під час його обертання (як у БТА) на різних частотах, обчислюються за показами манометра МН рис. 5.4 розміщеного на маслопроводі високого тиску гідроциліндра ГЦ, шток якого передає зусилля до МЗ.

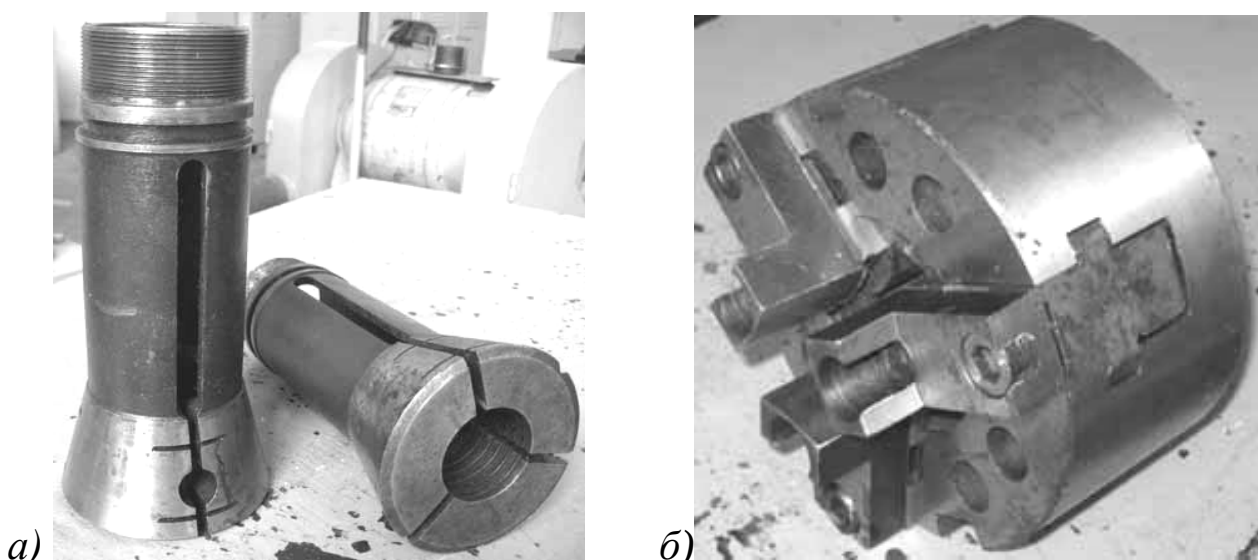


Рис. 5.8. Загальний вигляд затискних патронів: а) – цангових для БТА моделі 1А240; б) – важільно-кулачковий МПК 7102-0064

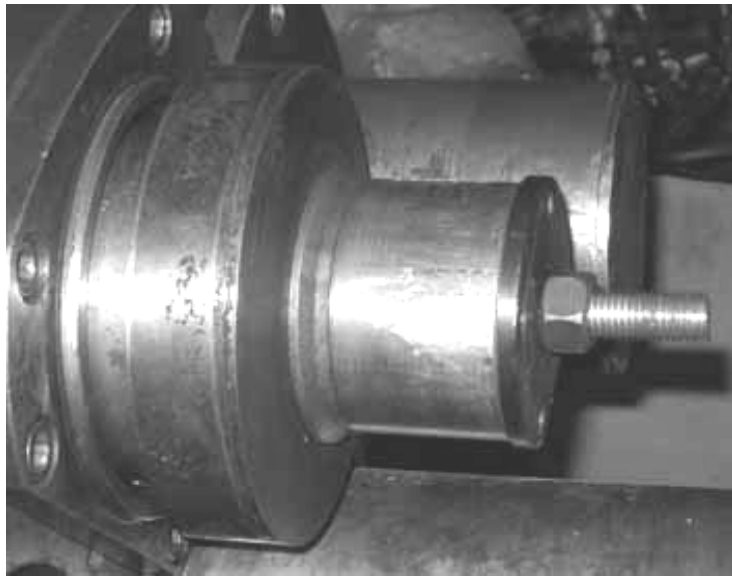


Рис. 5.9. Навантажувальний пристрій

Значення сумарного радіального зусилля затиску в ЗП (рис. 5.8) $F_{\Sigma r2}$ в ході експерименту вимірюється при різних частотах обертання шпинделя з допомогою спеціального динамометра. Схема динамометра і загальний вигляд зображено на рис. 5.6. Додатково застосовується аналізатор параметрів електричної мережі Twelve AS–3 plus (рис. 5.10) та персональний комп'ютер, до якого він від'єднується.

Експериментальні дослідження характеристик ЗМ з гідравлічним та гідромеханічним ПрЗ проводяться на стенді, що побудований на базі верстата 1А341Ц і містить елементи ЗМ та вимірювальну апаратура (рис. 5.11) з гідростанцією верстата та окремою гідростанцією для ЗМ.



*Рис. 5.10. Аналізатор параметрів електричної мережі
Twelve AS–3 plus*

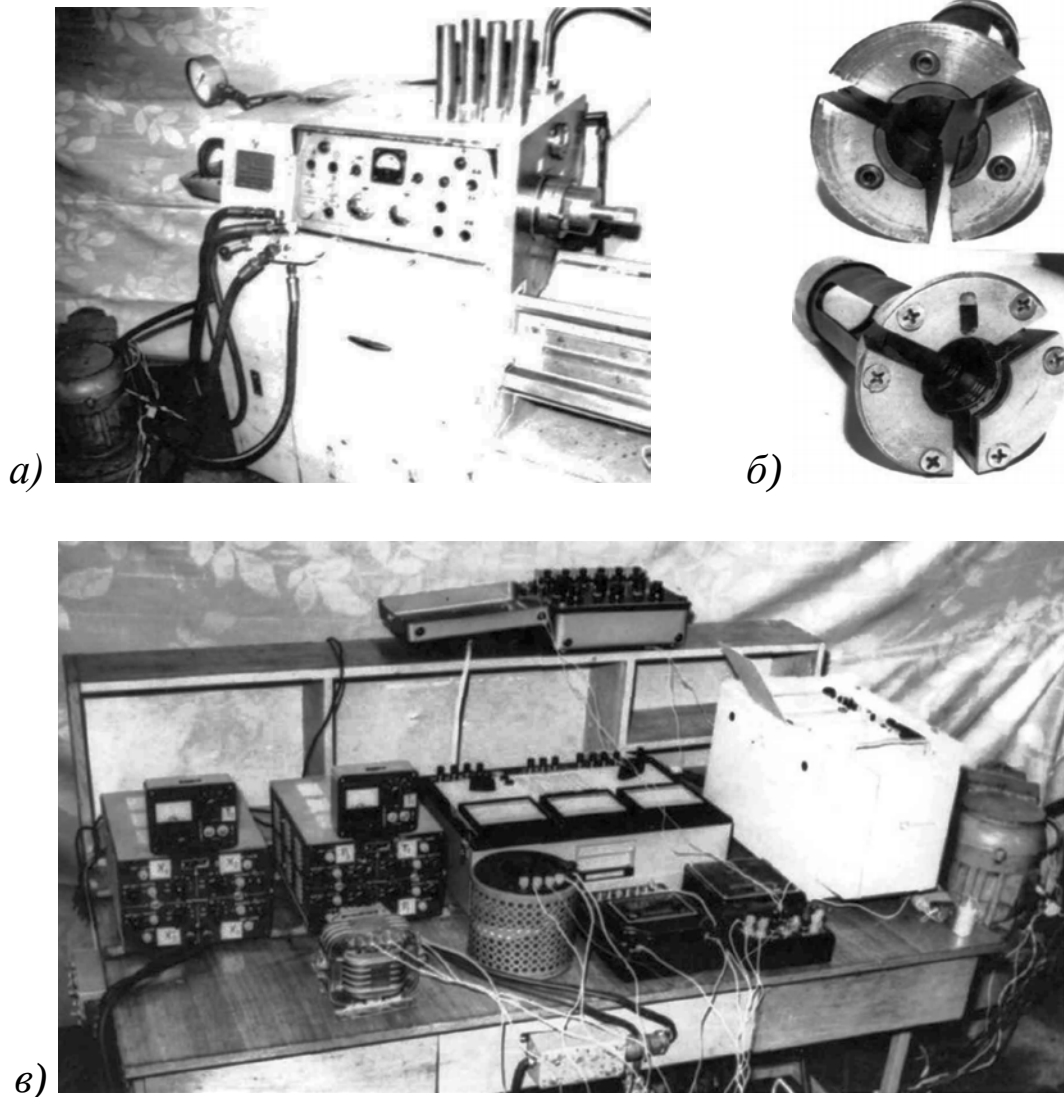


Рис. 5.11. Дослідний стенд (а), затискні цанги (б), обладнання для осцилографування процесу затиску-розтиску заготовок (в)

Статичні дослідження процесу затиску в ЗМ передбачають вимірювання радіальної жорсткості затиску $J_p = \frac{P_y}{y}$, що може бути

визначена з допомогою навантажувального пристрою (рис. 5.12) для вимірювання радіальної жорсткості системи «патрон-деталь»

Переміщення рухомих при затиску-розтиску елементів ПрЗ та затискного патрона вимірюється тензобалками. В якості чутливих елементів на тензобалках використовували проволочні тензорезистори з опором 100 Ом та базою 10...20 мм. Тиск в порожнинах гідроциліндра ПрЗ вимірювався датчиками тиску з наклеєними на них тензорезисторами, осьова сила – датчиками осьової сили на трубі затиску, а радіальну силу – цанговим динамометром з тенобалкою (рис. 5.13, а).

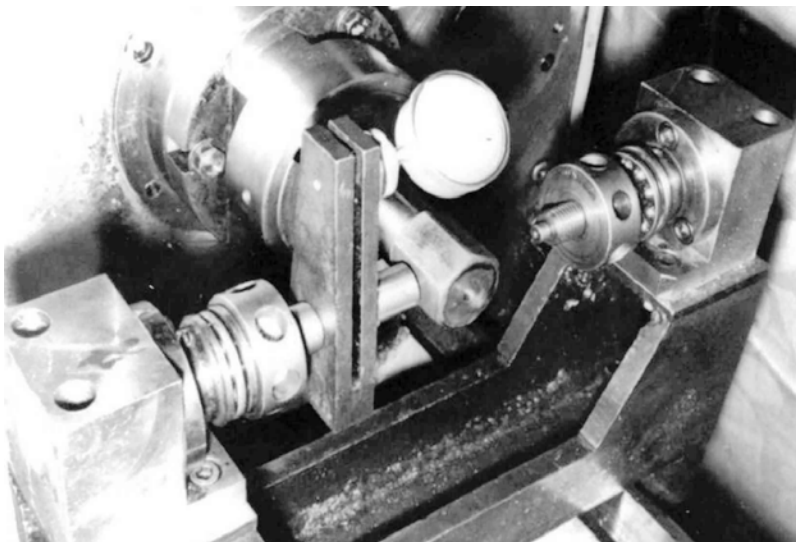


Рис. 5.12. Навантажувальний пристрій для вимірювання радіальної жорсткості системи «патрон-деталь»

Таріровка тензобалок проводилася наступним чином. Один кінець тензобалки закріплювали в лещатах, а другий кінець переміщали вимірювальним штифтом мікрометра з ціною ділення 0.01 мм. Таріровку датчика осьової сили проводили навантажувальним пристроєм (рис. 5.13, б) з динамометром камертонного типу. Таріровку датчиків тиску проводили на пристрої (рис. 5.13, в) із еталонним динамометром з ціною ділення 0,025 МПа.

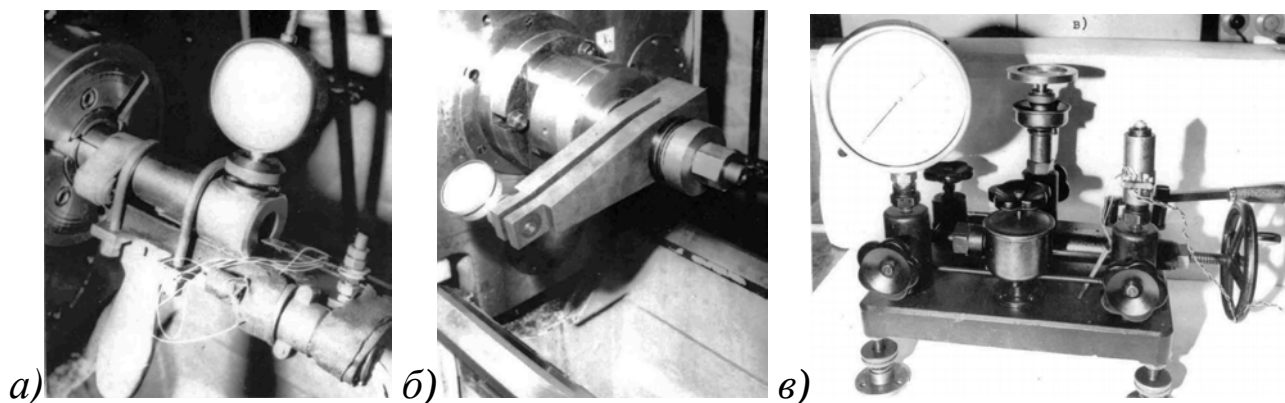


Рис. 5.13. Пристрої для таріровки датчиків осьової (а), радіальної (б) сил затиску та тиску рідини (в)

Експериментальні дослідження процесу затиску в ЗМ з механічним ПрЗ при зупиненому шпинделі і різних частотах обертання розподільного вала проводяться на спеціальному створеному стенді (рис. 5.14) [8], що зібраний на основі БТА мод. ІА240-6. Кінематична схема стенду передбачає окремі приводи обертання розподільного вала (M_1) з частотами обертання $n_{PB} = 3,2$;

13,8 (14); 27 об/хв і шпинделя (M_2) з безступінчастим регулюванням частот від 0 до 3000 об/хв.

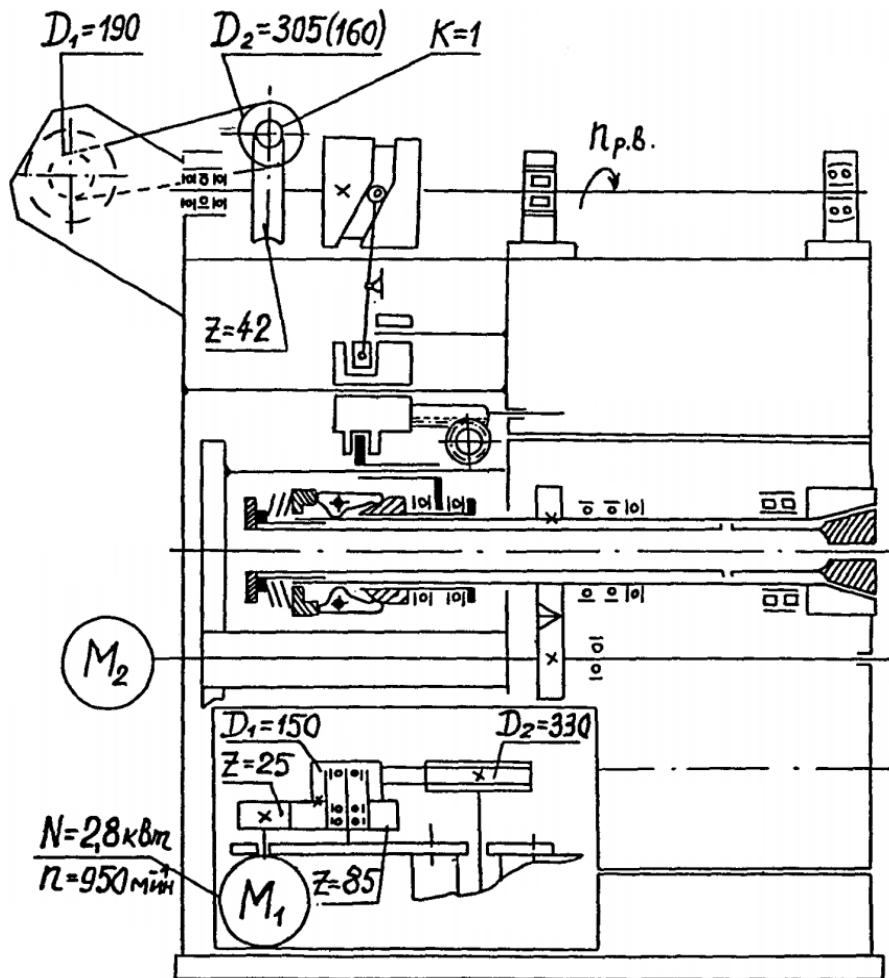


Рис. 5.14. Кінематична схема стенда для дослідження динамічної системи ЗМ в процесі затиску-розтиску та при імітації сил різання

У зв'язку з необхідністю експериментального дослідження процесу подвійного затиску і виміру силових характеристик цангових патронів з подвійним затиском розроблено динамометр по а.с. № 503148 (рис.5.15). Корпус динамометра (рис. 5.15) виконаний у вигляді пружної втулки 5 з запресованою консольною балкою 9, яка через упорний гвинт 7 передає деформацію змінних накладок 8 і 12 першого ряду розрізів. В отвір балки 9 входить консольно закріплена балка 1, що взаємодіє з гвинтом 3, на який передають свою деформацію змінні накладки 2 і 13 другого ряду. Деформація вільного кінця балки 1 вимірюється індикатором 10, а балки 9 – індикатором 11. Таким чином можна одночасно заміряти радіальні сили затиску $F_{\Sigma r2}^1$ і $F_{\Sigma r2}^2$ двома цангами 6 і 4 (двома рядами затискних елементів).

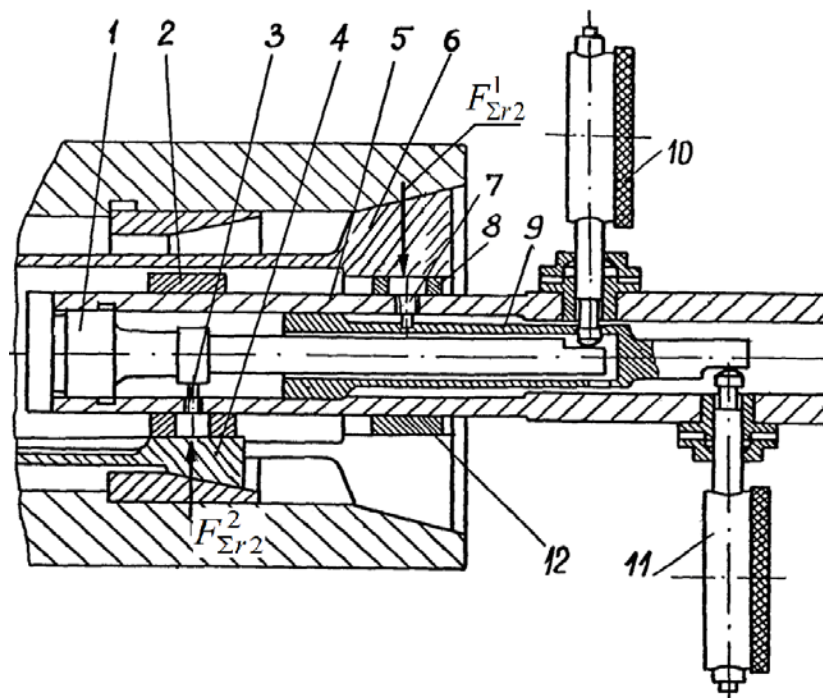


Рис. 5.15. Конструкція цангового динамометра за а.с.СРСР №503148 для вимірювання радіальної сили в патрона з подвійним затиском

5.2. Методики експериментальних досліджень

За допомогою експерименту можна зробити обґрунтований висновок про прийнятність опису експериментально одержаних даних за допомогою використаної теоретичної моделі, тобто зафіксувати її відповідність (адекватність). Гіпотезою, що підлягає перевірці, в даному випадку є правомірність застосування моделі, вибраної для опису ПрЗ.

Термін «експериментальне дослідження» є ширше поняття, ніж «експеримент», і включає його попередню підготовку (технічне оснащення), проведення самого експерименту, відсіювання неістотних за впливом на об'єкт дослідження чинників і обробку вихідних даних.

5.2.1. Методика експериментальних досліджень характеристики ЗМ і ПрЗ з геометричним замиканням

Метою дослідження є експериментальне підтвердження правильності міркувань, принципів та розрахунків, на яких ґрунтуються теоретичні дослідження впливу частоти обертання шпинделя (відцентрових сил інерції) на силові характеристики ЗМ і ПрЗ з геометричним замиканням та охопленою МЗ, на прикладі мод.

1Б240. Таким чином можна підтвердити правомірність використання отриманої моделі для опису характеристик об'єкта дослідження..

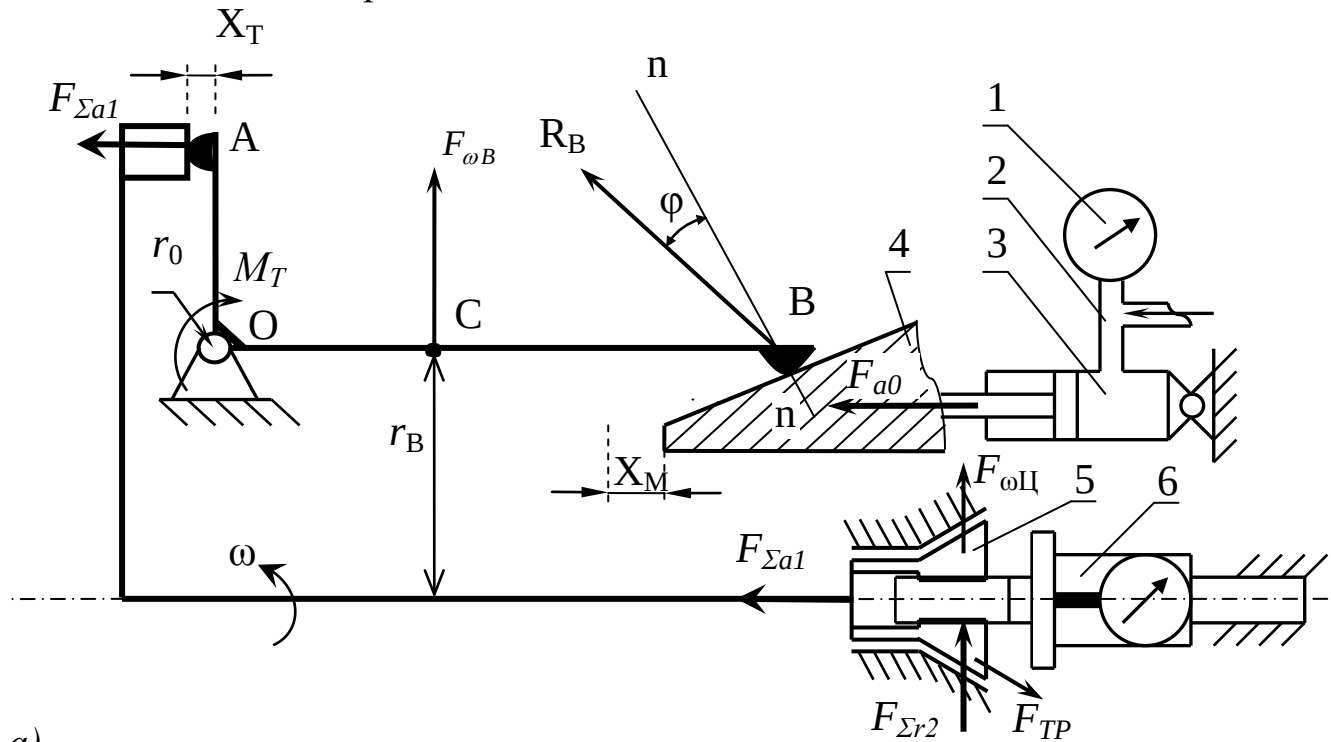
Експериментальне підтвердження зміни силових характеристик ЗМ при підвищенні частоти обертання шпинделя проводиться шляхом вимірювання величини вхідного F_{a0} і вихідного $F_{\Sigma r2}$ зусиль відповідно до схем на рис. 5.16 з використанням спеціально створеного науково-дослідного стенда та обладнання на прикладі ЗМ мод. 1Б240.

Оскільки різні вузли ЗМ (ПрЗ і ЗП) по-різному реагують на підвищення частоти обертання, шпинделя для можливості виявлення впливу кожного з них дослідження доцільно провести з використанням різних (із закритим і відкритим замкнутим силовим контуром) ЗП 5 (рис. 5.16). Дане експериментальне дослідження виявляє (підтверджує або спростовує) необхідність і можливість розробки способів стабілізації зусилля затиску заготовки при підвищенні частоти обертання шпинделя за рахунок використання ПрЗ з геометричним замиканням.

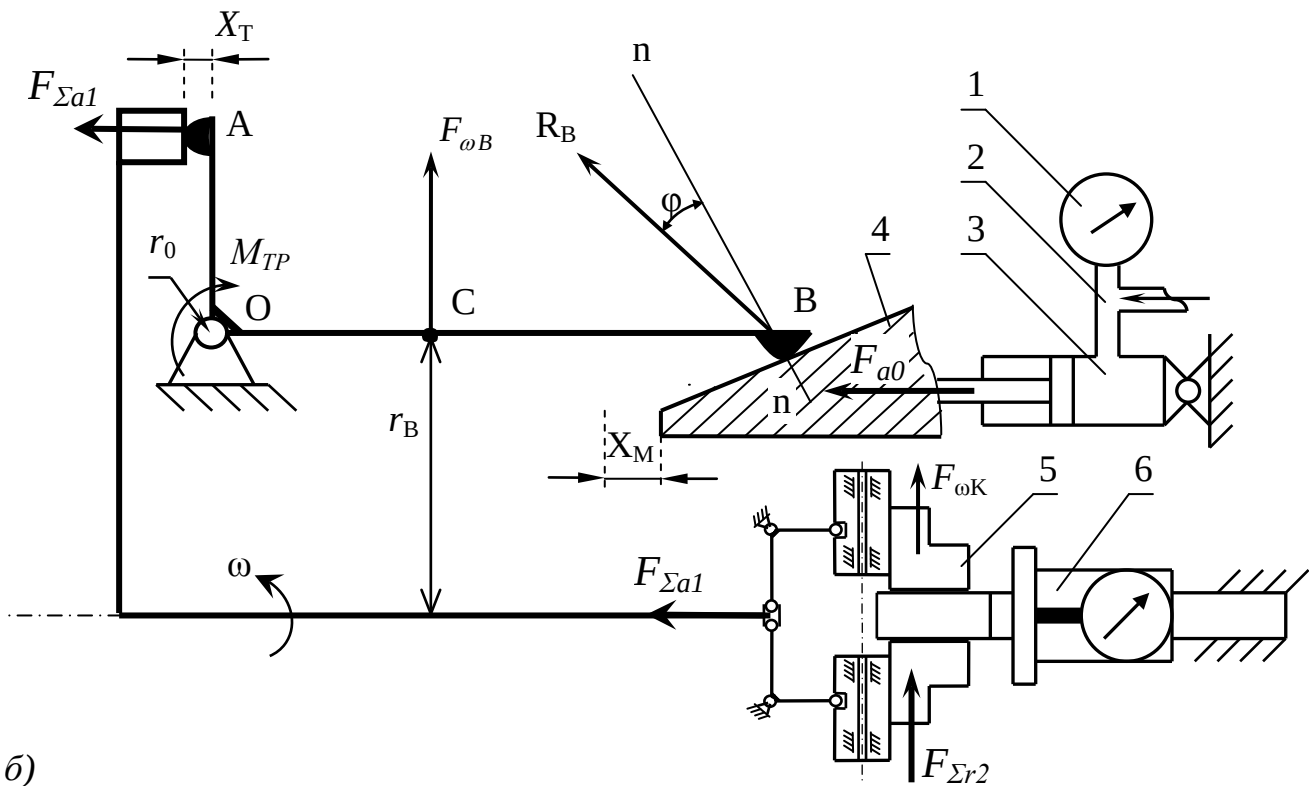
Вимірювання зусиль, що діють в ЗМ під час затиску, також можна провести за схемою на рис. 5.17 із застосуванням тензометричних вимірювань, що дозволяє одночасно визначити характеристики не лише ЗМ, а і ПрЗ (досліджуються далі). Дублювання вимірювань різними способами підвищує їх достовірність. Експериментальне виявлення закономірності впливу частоти обертання шпинделя (відцентрових сил інерції) на силові характеристики ПрЗ проводиться шляхом вимірювання (рис. 5.18) вхідного зусилля F_{a0} на спеціально створеному науково-дослідному стенді на прикладі ПрЗ мод. 1Б240. ПрЗ займає проміжне положення між ЗП та ДЕ, тобто тим елементом, який передає енергію на вхід ППМ. Тому якщо розглядати ПрЗ як систему, то її входом є зусилля на вході ППМ і переміщення його ведучої ланки, а виходом – зусилля та переміщення на вході ЗП.

Схема для вимірювання силових характеристик ПрЗ під час проведення даного експерименту наведена на рис. 5.18, де для абстрагування від впливу відцентрових сил інерції в ЗП замість нього використовується навантажувальний пристрій 5. Навантажувальний пристрій складається з набору тарілчастих пружин і чинить сталий опір переміщенню труби затиску незалежно від частоти обертання шпинделя ($F_{\Sigma r2} = \text{const}$). За такої схеми вимірювання (рис. 5.18) вплив

відцентрових сил інерції неврівноважених частин ПрЗ відображається на максимальному значенні вхідного зусилля F_{a0} , необхідного для здійснення геометричного замикання ППМ.



a)



б)

Рис. 5.16. Схеми вимірювання силових характеристик ЗМ з цанговим – а) та важільно-кулачковим – б) ЗП

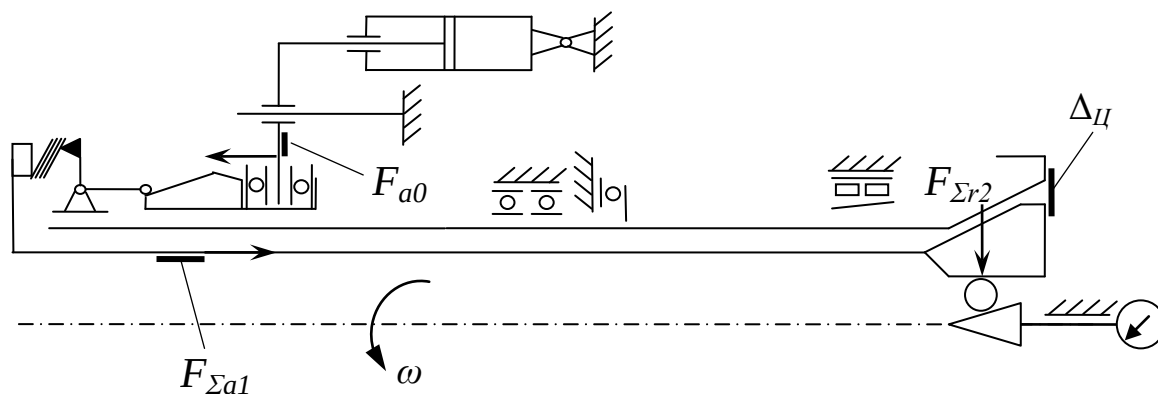


Рис. 5.17. Схема розміщення тензодатчиків для вимірювання характеристик ЗМ і ПрЗ в процесі затиску при нерухомому шпинделі ($\omega=0$) і при його обертанні ($\omega \neq 0$)

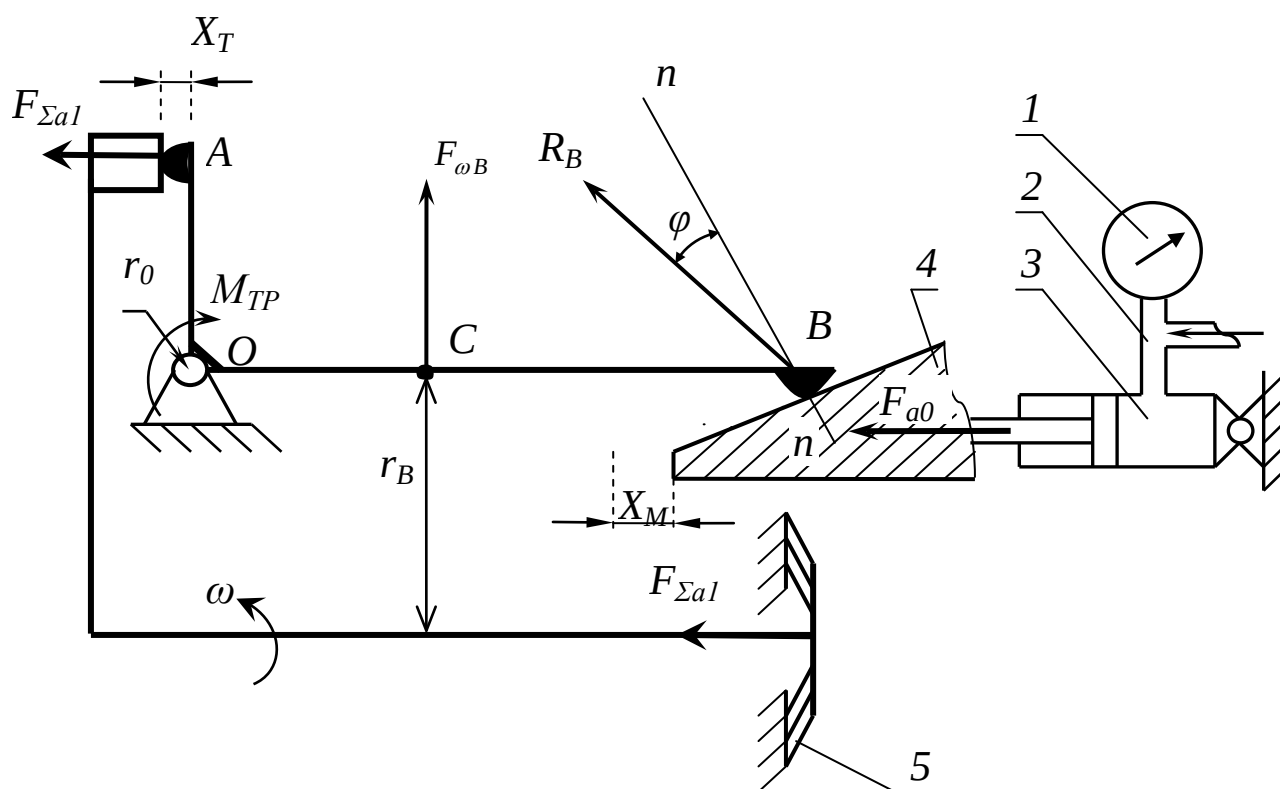


Рис. 5.18. Схема вимірювання силових характеристик ПрЗ з використанням навантажувального пристрою

Зазначене експериментальне дослідження виконується для підтвердження виявлених теоретичних закономірностей впливу частоти обертання шпинделя на силові характеристики ПрЗ, а також можливості використання ПрЗ з геометричним замиканням для стабілізації зусилля затиску заготовки при підвищенні частоти обертання шпинделя. Вимірювання силових характеристик, що виконується в ході даного дослідження, можна також провести за схемою на рис. 5.17.

Експериментальне виявлення впливу частоти обертання шпинделя на енергетичні характеристики ПрЗ з геометричним замиканням проводиться шляхом вимірювання зміни максимальної потужності (кількості енергії), що необхідна для здійснення геометричного замикання ППМ, на різних частотах обертання та при зупиненому шпинделі.

Обладнання та прилади для проведення даного експерименту використовуються ті самі, що для експериментального дослідження силових характеристик ПрЗ, окрім ЗП і динамометра. Додатково застосовується аналізатор параметрів електричної мережі Twelve AS-3 plus та персональний комп'ютер, до якого він під'єднується.

Експериментальне виявлення впливу частоти обертання шпинделя на енергетичні характеристики ПрЗ проводиться шляхом виявлення зміни потужності, що необхідна для здійснення геометричного замикання ППМ на спеціально створеному науково-дослідному стенді, на прикладі мод. 1Б240.

Для абстрагування від впливу відцентрових сил інерції в ЗП замість нього використовується навантажувальний пристрій (рис. 5.9), що чинить сталий опір переміщенню труби затиску незалежно від частоти обертання шпинделя ($F_{\Sigma a1} = const$). За такої схеми вимірювання (рис. 5.19) вплив відцентрових сил інерції неврахованих частин ПрЗ відображається на максимальному значенні потужності, що необхідна для здійснення геометричного замикання ППМ, тобто на потужності, яка споживається електродвигуном M гідроелектростанції.

Дане експериментальне дослідження виконується для підтвердження виявлених теоретичних закономірностей впливу частоти обертання шпинделя на енергетичні характеристики ПрЗ, а також можливості використання ПрЗ з геометричним замиканням для покращення техніко-економічних показників ЗМ при високих частотах обертання шпинделя.

Зміна величини максимальної потужності, що споживається для геометричного замикання ППМ у різних варіантах експерименту, реєструється з допомогою приладу W (рис. 5.19), що вимірює споживану електричну потужність (ватметр) і під'єднується до кола живлення електродвигуна M гідроелектростанції. В даному випадку для вимірювання зміни споживаної потужності двигуна гідроелектростанції використовується аналізатор параметрів електричної мережі Twelve AS-3 plus (рис. 5.10), який може відображати величину виміряних

параметрів у цифровій та графічній формі на власному дисплеї або персональному комп'ютері з відповідним програмним забезпеченням.

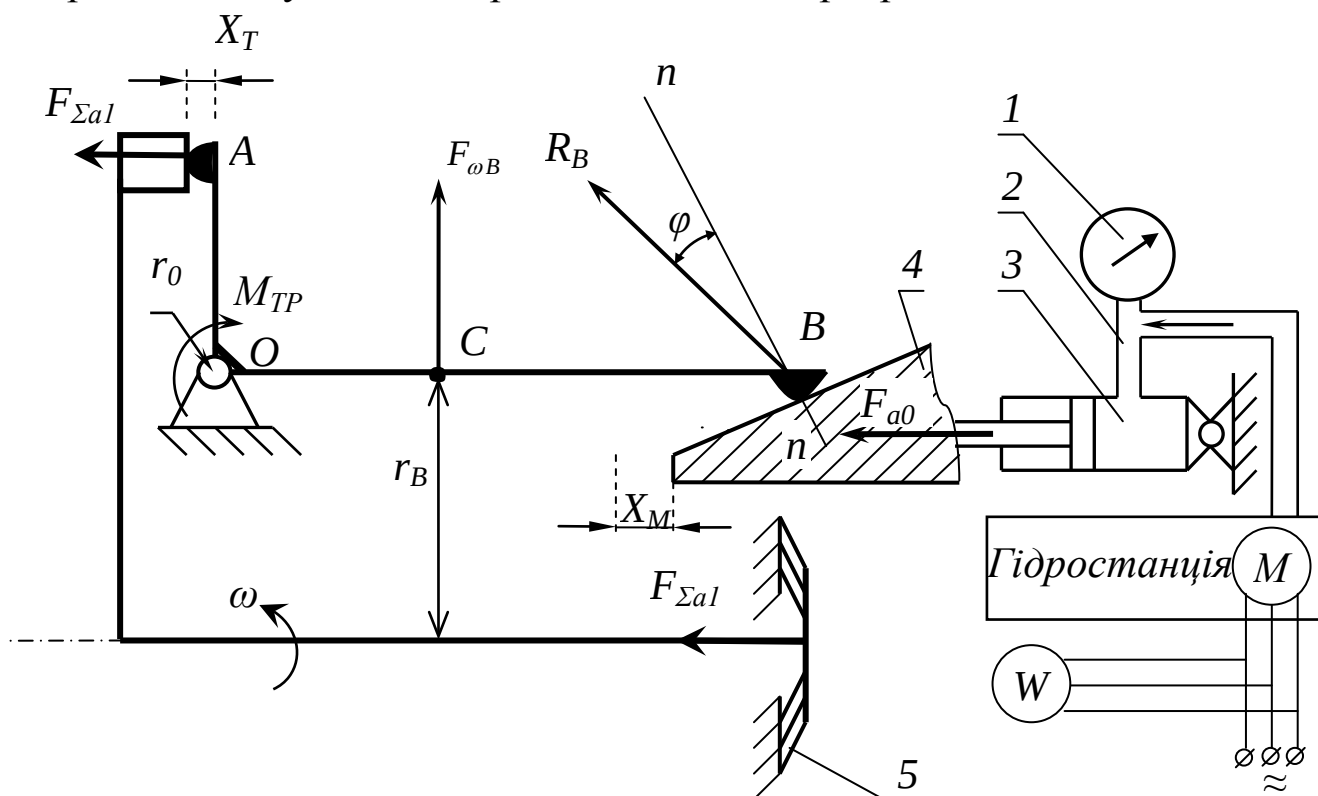


Рис.5.19. Схема вимірювання енергетичних характеристик ПрЗ з використанням навантажувального пристрою

Також зміна потужності, що необхідна для здійснення геометричного замикання ППМ, може обчислюватися за показами гідравлічного манометра та часу, протягом якого здійснювався затиск, що визначається за показами хронометра та сигналів крайнього положення МЗ на пульті керування. Останній спосіб

вимірювання впливає з наступних міркувань. Потужність $W = \frac{A}{t}$

визначається як частка від ділення роботи A на час t , протягом якого вона виконувалася. Робота $A = F_{a0} \cdot L$, виконана вхідним зусиллям F_{a0} (приймається його максимальне значення, яке досягається в момент початку геометричного замикання), дорівнює добутку цього зусилля на шлях L , пройдений МЗ під час його дії. Таким чином, відносна зміна максимальної потужності ε , яка витрачається для затиску у різних експериментах при використанні одного і того самого ПрЗ (зберігається пропорційність часу проходження різних ділянок фасонної поверхні МЗ), $\varepsilon = \frac{W_n}{W_1} = \frac{F_{a0}^n L_n t_1}{F_{a0}^1 L_1 t_n}$, оскільки $L_1 = L_n$,

то $\varepsilon = \frac{F_{a0}^n \cdot t_1}{F_{a0}^1 \cdot t_n}$. Якщо швидкість, з якою гідропривід просуває МЗ, однакова у кожному з експериментів (навантаження на гідропривод знаходиться в області, де його силові характеристики є достатньо "жорсткими"), то $t_1 = t_n$ і відношення набуває вигляду $\varepsilon = \frac{W_n}{W_1} = \frac{F_{a0}^n}{F_{a0}^1}$.

Швидкість просування МЗ можна контролювати за часом t її проходження з одного крайнього положення в інше, про що сигналізують лампочки на пульті керування дослідним стендом.

Відносна зміна максимальної потужності та кількості енергії при здійсненні затиску у різних його випадках і на різних частотах виявляє залежність працездатності (енергетичних характеристик, $\eta_{П\omega}$) ПрЗ з геометричним замиканням від частоти обертання шпинделя та умов, за яких здійснюється затиск.

5.2.2. Методика експериментальних досліджень характеристики ЗМ з гідравлічним та гідромеханічним ПрЗ

Дані експериментальні дослідження проводяться з метою: визначення основних характеристик ЗМ з гідравлічним ПрЗ; встановлення фактичного часу затиску-розтиску заготовок; визначення оптимальних тиску та витрати робочої рідини; встановлення законів ручного регулювання основних характеристик ЗМ.

Методикою експериментальних досліджень ЗМ з гідравлічним ПрЗ передбачені: статичні дослідження ЗМ з гідравлічним ПрЗ; динамічні дослідження шляхом осцилографування процесу затиску-розтиску оправок різного діаметра із застосуванням гідростанції верстату та окремої гідростанції, що живить тільки гідропривод ЗМ.

При дослідженні гідромеханічного ПрЗ крім вище перерахованих характеристик визначається характеристика «сила-деформація», оптимальне значення жорсткості пружної ланки і тиск рідини P_p при розтиску заготовки. Відповідно до методики експериментальні дослідження гідромеханічного ПрЗ додатково включають визначення необхідних для аналітичних досліджень характеристик та параметрів; виробничі випробування, що передбачають обробку деталей.

При статичних дослідженнях переміщення рухомих елементів

фіксувалося індикаторами годинникового типу з ціною поділок 0.01 мм, радіальну силу $F_{\Sigma r2}$ вимірювали цанговим динамометром, силу проштовхування прутка P_{np} – динамометром камер тонного типу, а момент прокручування M_{np} – динамометричною рукояткою [5].

Осцилографування процесу затиску-розтиску при зупиненому шпинделі проводяться з стандартним обладнанням, що включає тензостанцію. Переміщення рухомих при затиску-розтиску елементів привода та патрона вимірювали тензобалками, що нерухомо закріплені на корпусі верстата. Тиск в порожнинах гідроциліндра ПрЗ вимірювався датчиками тиску з наклеєними на них тензорезисторами, осьову силу – датчиками осьової сили на трубі затиску, а радіальну силу – цанговим динамометром з тензобалкою (рис. 5.13, а).

Тарування тензобалок проводилася наступним чином. Один кінець тензобалки закріплюється в лещатах, а другий кінець переміщується вимірювальним штифтом мікрометра з ціною ділення 0.01 мм. Тарування датчика осьової сили проводили навантажувальним пристроєм (рис. 5.13, б) з динамометром камертонного типу. Тарування датчиків тиску проводили на пристрої (рис. 5.13, в) із еталонним динамометром, що має ціну ділення 0,025 МПа.

Статичні дослідження процесу затиску в ЗМ з гідравлічним ПрЗ проводяться відповідно до схеми на рис. 5.20 і включають вимірювання: 1) радіальної жорсткості затиску $J_p = \frac{P_y}{y}$; 2) радіальної сили $F_{\Sigma r2}$ з допомогою цангового динамометра; 3) осьової сили P_{np} проштовхування; 4) моменту M_{np} прокручування; 5) переміщень X_1 труби затиску та X_3 об'єкта затиску.

Затиск сталених шліфованих оправок, що загартовані до твердості HRC 41...50 діаметрами 39,0...41,0 мм здійснюється при значеннях осьової сили $F_{\Sigma a1} = 20, 25$ та 30 кН, що створюються тиском рідини в затискній порожнині гідроциліндра, що рівні відповідно $P_3 = 1,12; 1,33$ та $1,55$ МПа при ефективній площі поршня $S_n = 190,26 \text{ см}^2$.

Випробування проводяться в наступній послідовності. При тисках рідини $P_3 = 1,12; 1,33$ та $1,55$ МПа послідовно закріплюються

оправки з $d=39,0...41,0$ через $0,5$ мм та заміряються спочатку переміщення X_1 , X_2 та X_3 , а потім з допомогою цангового динамометра радіальну силу $F_{\Sigma r2}$ на одній губці цанги. Після цього динамометром стиску камертонного типу заміряється осьову силу P_{np} прошовхування, а динамометричною рукояткою – момент прокручування M_{np} оправок. Прогин оправок на вильоті $l_p = 100$ мм від торця цанги (вкладиша) при навантаженні їх зусиллям $P_y = 0...5,0$ кН та контролюється індикатором H_4 .

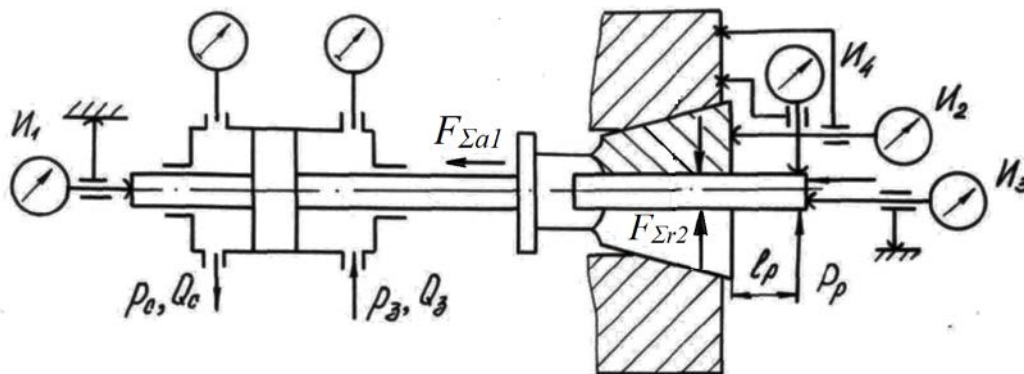


Рис. 5.20. Схема статичних досліджень сил та переміщень в ЗМ з гідравлічним ПрЗ

Статичні дослідження процесу затиску в ЗМ з гідромеханічним ПрЗ проводяться з використанням дослідного стенда на якому відповідно до схеми (рис. 5.21, а) установки індикатором вимірювали переміщення: X_1 труби затиску, X_2 цанги, X_3 оправки та X_5 вкладиша цангового патрона; сили: радіальну $F_{\Sigma r2}$ та прошовхування P_{np} , а також момент провертання M_{np} оправок. Навантажувальним пристроєм за схемою (рис. 5.21, б) проведена тарування пакету тарільчастих пружин з паралельною збіркою і отримана характеристика пружної ланки. Попередній натяг рівний біля 10 кН.

Для визначення необхідного тиску P_p розтиску в лівій порожнині гідравлічного циліндра ПрЗ та його залежності від переміщення поршня X_1 , а також для визначення залежності $F_{a0} = f(P_p)$ експеримент проводили наступним чином: напірним золотником встановлювали фіксоване значення P_p , під'єднували навантажувальний пристрій (рис. 5.21, б) та після перемикавання розподільчого золотника фіксували значення F_{a0} (за індикатором H_5) на переміщенні X_1 (індикатор H_1).

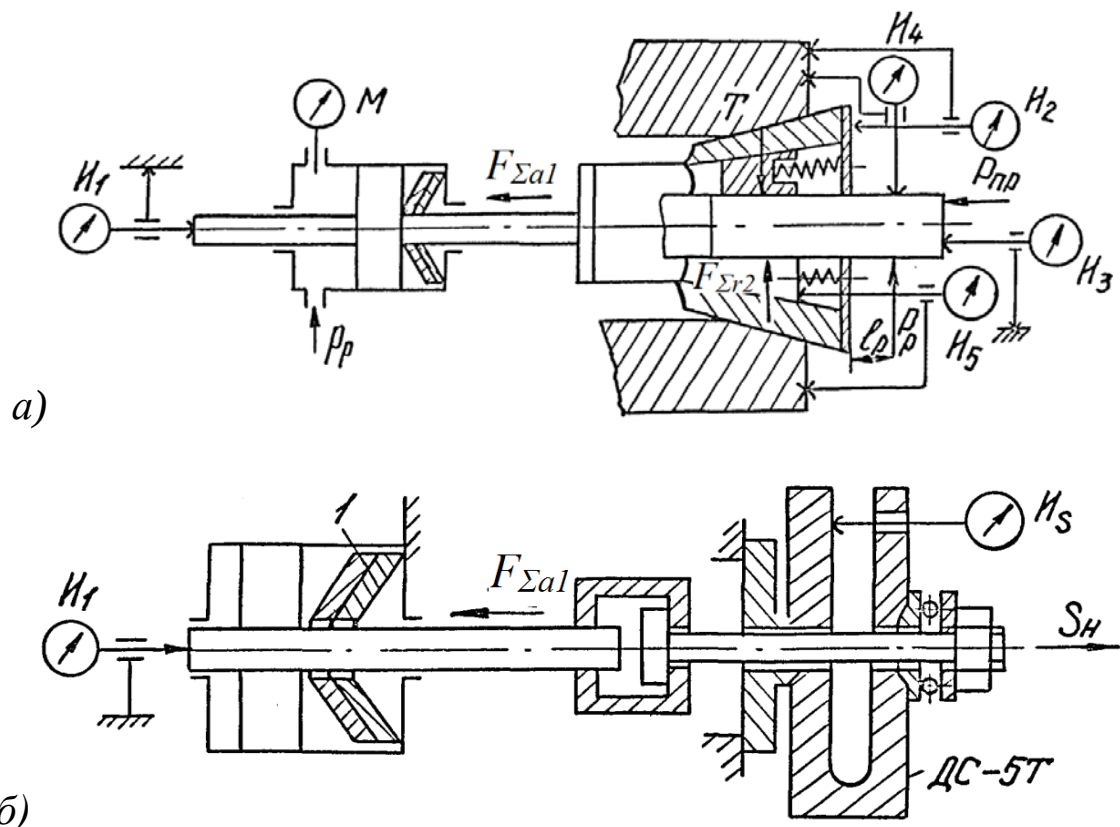


Рис. 5.21. Схеми установки індикаторів (а), таріровка пружної ланки (б)

5.2.3. Осцилографування процесу затиску-розтиску заготовок в ЗМ з гідравлічним, гідромеханічним та механічним ПрЗ

При осцилографуванні процесу затиску-розтиску записані радіальна $F_{\Sigma r2}$ та осьова $F_{\Sigma a1}$ сили затиску, тиск робочої рідини в порожнинах гідроциліндра, що відповідають за затиск P_3 і розтиску P_p та переміщень X_1 труби затиску, X_2 цанги та X_3 торця оправки при зупиненому шпинделі. Хід каретки механізму подачі прутка змінювали в межах 35...150 мм. Електрична схема та розміщення тензодатчиків на стенді показано на рис. 5.22. Експеримент проводився в три етапи: з гідростанцією верстата, з окремою гідростанцією (рис. 5.22) та з гідростанцією верстата при різних величині ходу механізму подачі прутка.

Осцилографування процесу затиску оправок в ЗМ з гідромеханічним ПрЗ використовували таке саме обладнання, що при осцилографуванні процесу затиску в ЗМ з гідравлічним ПрЗ та цанговим ЗП. Додаткове встановлення датчика ДХ₅ переміщення вкладиша (рис. 5.23) у вигляді тензорезистора, що наклеєний на пружну балку, що закріплена на корпусі шпиндельної бабки верстата.

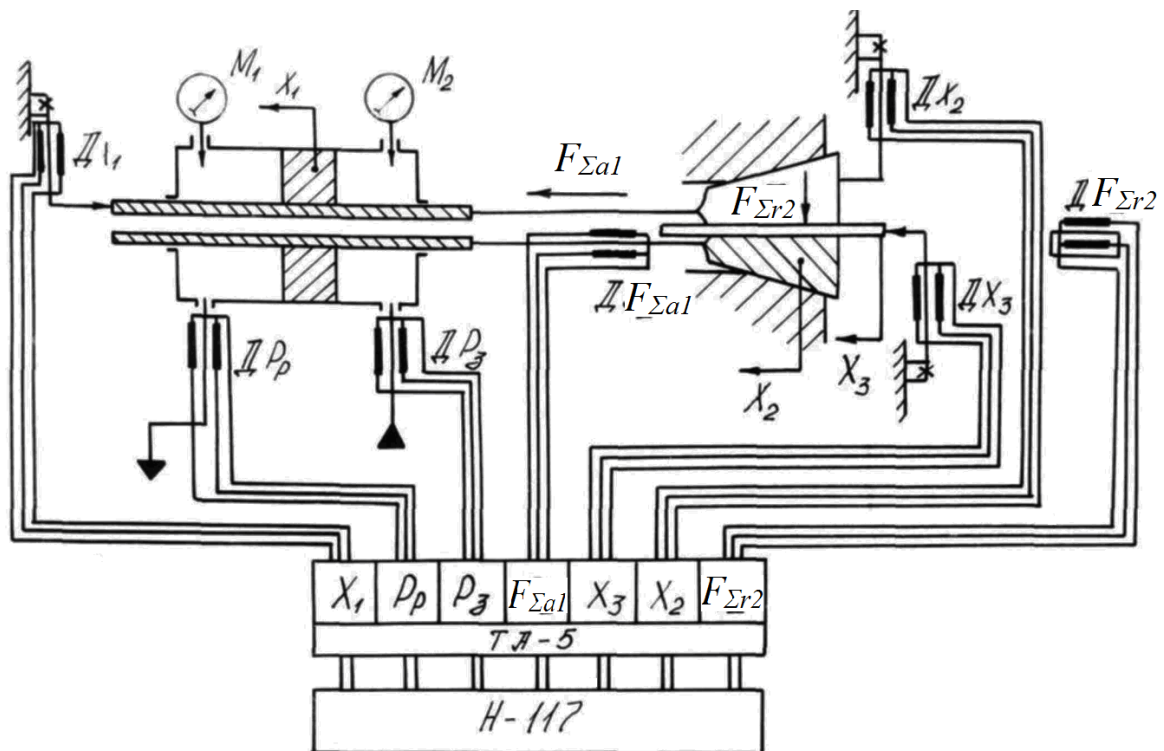


Рис. 5.22. Схема розташування тензодатчиків при динамічних дослідженнях цангових ЗМ з гідравлічним ПрЗ

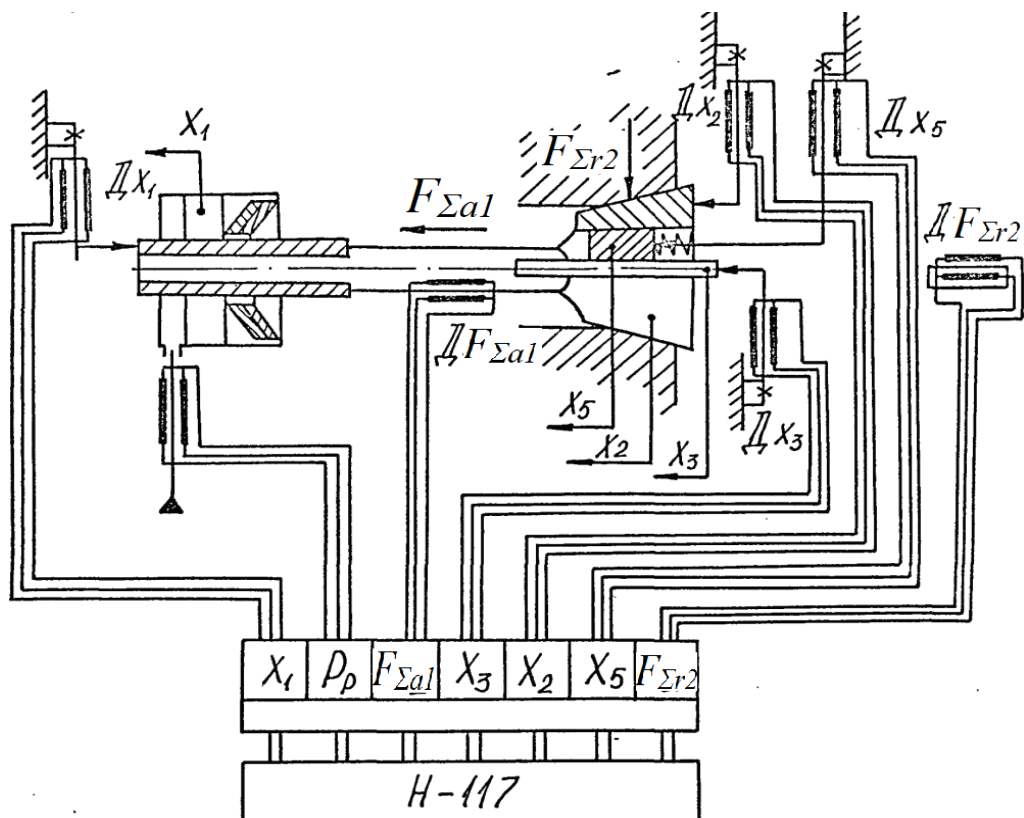


Рис. 5.23. Схема розташування тензодатчиків при динамічних дослідженнях ЗМ з гідромеханічним ПрЗ і самоналагоджувальним цанговим патроном

Для визначення швидкодії 3М без механізму подачі прутка до станда-верстата під'єднується окрема гідростанція, тиск робочої рідини від якої передається в порожнину розтиску гідроциліндра ПрЗ через реверсний золотник типу Г74-12 з ручним керуванням. Таким чином, експеримент передбачає два етапи: з окремою гідростанцією ($Q_H=8\text{л/хв.}$, $P_{ном}=6,3\text{МПа}$) та з гідростанцією верстата мод. 1А341Ц при ході каретки механізму подачі прутка, що рівний 35мм. Тиск P_p вимірюється в межах 1,2...2,0МПа через 0,2 МПа. Максимальні значення отриманих характеристик, що отримані шляхом осцилографування (X_1 , X_2 , X_3 , X_5 , $F_{\Sigma a1}$, $F_{\Sigma r2}$, P_p) та час їх регулювання при затиску-розтиску оправки $\varnothing 39,0\text{мм}$ ($\Delta d = 0$) та різних тисках налаштування P_H , що змінюється напорним золотником і представлено у вигляді графіків залежності характеристик від тиску P_p .

Для визначення сили F_{a0} у механічному ПрЗ на вилці 1 (рис. 5.24) наклеєно тензодатчик Δ_1 , а сили $P_{важ}$ на важелі – наклеєно тензодатчик Δ_2 .

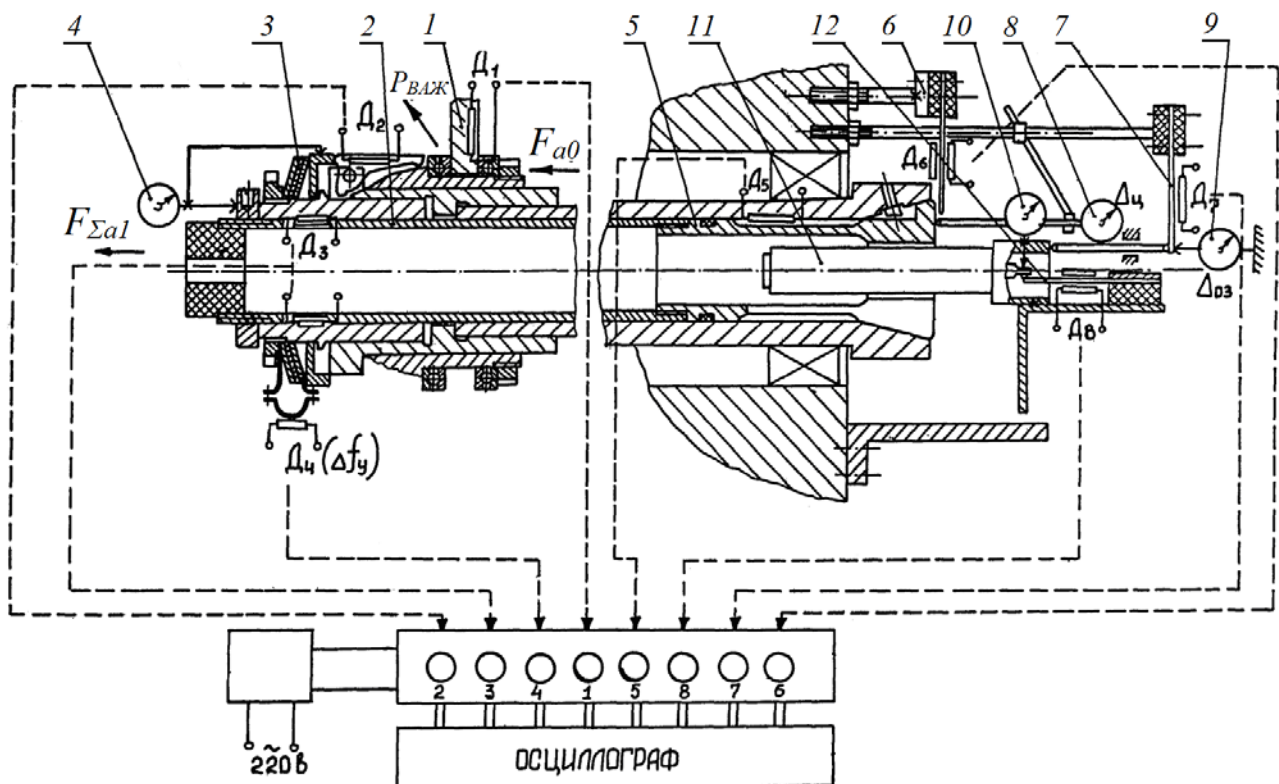


Рис. 5.24.Схема розташування датчиків, індикаторів та підключення обладнання для визначення сил, переміщень та напружень в цанговому 3М токарного автомата

Для визначення і запису вхідних осьової сили $F_{\Sigma a1}$ на трубі затиску 2 з діаметрально протилежних сторін в спеціально фрезерованих в пазах наклеєні тензодатчики D_3 . Тарування датчиків D_1 і D_2 виконувалася поза стендом, а датчиків D_3 по осьовій силі $F_{\Sigma a1}$ – або на спеціальній установці, або безпосередньо на стенді. Деформація Δf_y пружної ланки у вигляді пакету тарілчастих пружин 3 вимірювалася тензодатчиком D_4 на пружній дугоподібній балці і індикатором 4. Нормальні напруження σ на пелюстках цанги 5 вимірювалися за допомогою датчиків D_5 , виведених в міст з датчиками D_5' (на схемі не показані), наклеєними на балансувальну балку тарувального пристрою.

Осьові переміщення Δu головної частини затискної цанги вимірювалися за допомогою тензобалки 6 з датчиками D_6 , а оправки або цангового динамометра – тензобалкою 7 з датчиками D_7 . Датчики D_6 та D_7 тарірувалися за індикаторами 8 і 9. Вихідна радіальна сила затиску $F_{\Sigma r2}$ вимірювалася по індикатору 10 за допомогою цангового динамометра 11 (а.с. СРСР №219267), в якому деформації консольної балки передавалися на тензобалку 12 з датчиками D_8 (рис. 5.24).

5.3. Експериментальні дослідження силових характеристик затискних механізмів в статиці

Статичні дослідження процесу затиску в ЗМ з гідравлічним ПрЗ

Основні результати досліджень на рис. 5.25, 5.26 з яких слідує, що X_1 , X_2 , X_3 зростають із збільшенням P_3 та зменшуються із збільшенням Δd , а значення P_{np} , $F_{\Sigma r2}$, M_{np} та K_n збільшуються із збільшенням Δd та P_3 . Жорсткість ПрЗ C_{np} збільшується з ростом $P_3(F_{\Sigma a1})$ та залишається практично постійною із збільшенням Δd (рис. 5.25, д). Радіальна жорсткість (рис. 5.26, а – е) закріпленої оправки із збільшенням $P_3(F_{\Sigma a1})$ та Δd збільшується, але проти прорізі (тобто при $\alpha_p = 0^\circ$) є меншою ніж проти губки (тобто при $\alpha_p = 60^\circ$). Після статичних досліджень проведена обточка заготовок з $d = 39,0...41,0$ мм при $P_3 = 1,12$; 1,33 та 1,55 МПа. В обточених заготовках вимірювали відхилення від круглості δd та відхилення середнього діаметра ΔD .

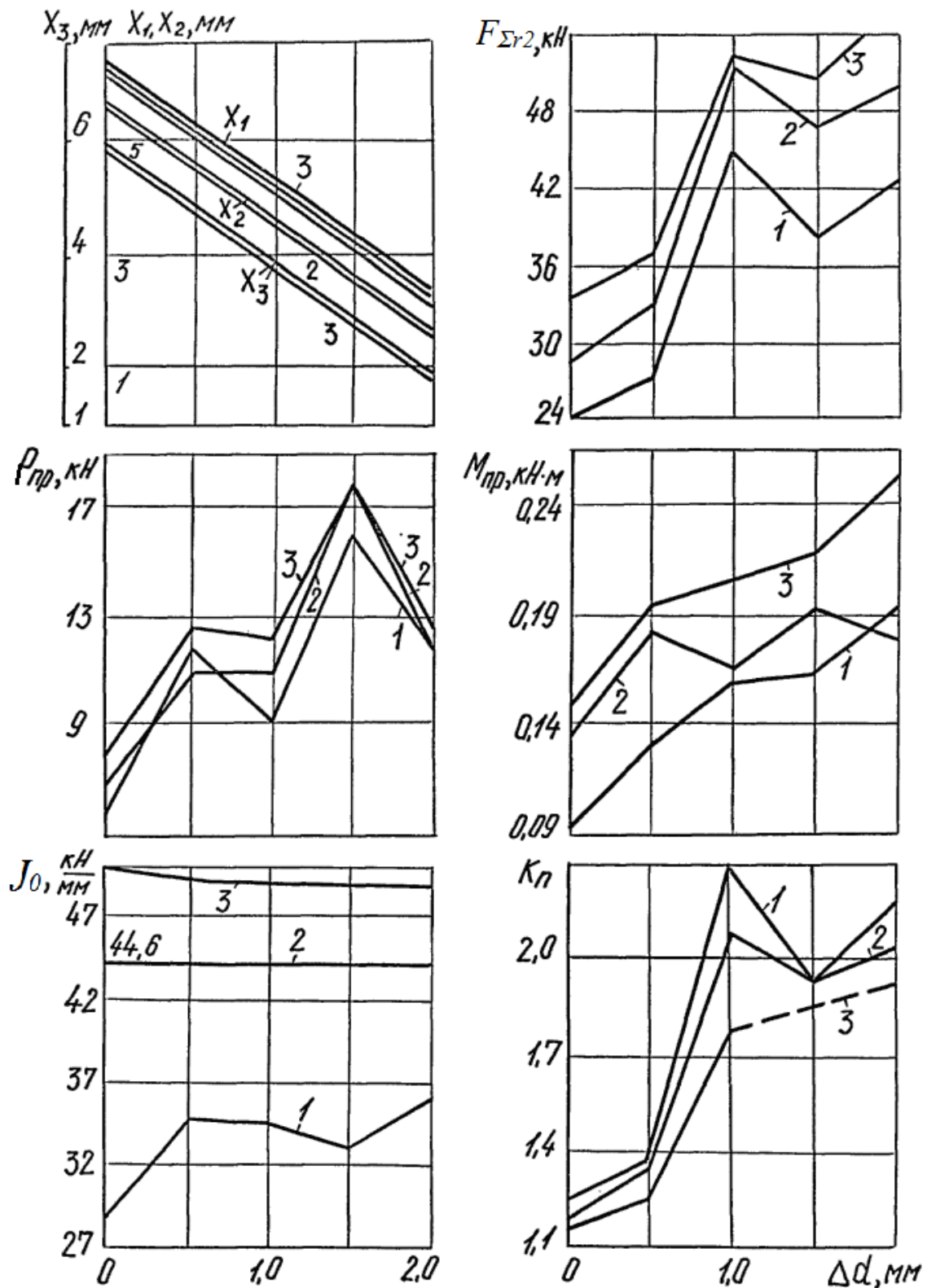


Рис. 5.25. Результати статичних досліджень затискного механізму з гідравлічним ПрЗ при осевій силі (кН): 1-20; 2-25; 3-30

Деталь (рис. 5.27, а) типу втулки обробляли в наступній послідовності: свердління отворів $\varnothing 20\text{мм}$, обточування циліндричної поверхні $\varnothing 34\text{мм}$ та відрізання. Режим обробки $t = 1,5\text{мм}$, $V = 90\text{м/хв}$, $n_{\text{ун}} = 710\text{ об/хв}$, $S_{\text{позд}} = 0,112\text{ мм/об}$, охолодження – емульсія. Різець

підрізний з пластиною *TK156K* з державкою квадратного січення 10мм, плоскою передньою поверхнею, радіусом при вершині 1мм та кутами: $\alpha = 5^\circ$, $\gamma = 7^\circ$, $\lambda = 0^\circ$, $\varphi = 90^\circ$, $\varphi_1 = 15^\circ$, $\alpha_1 = 6^\circ$.

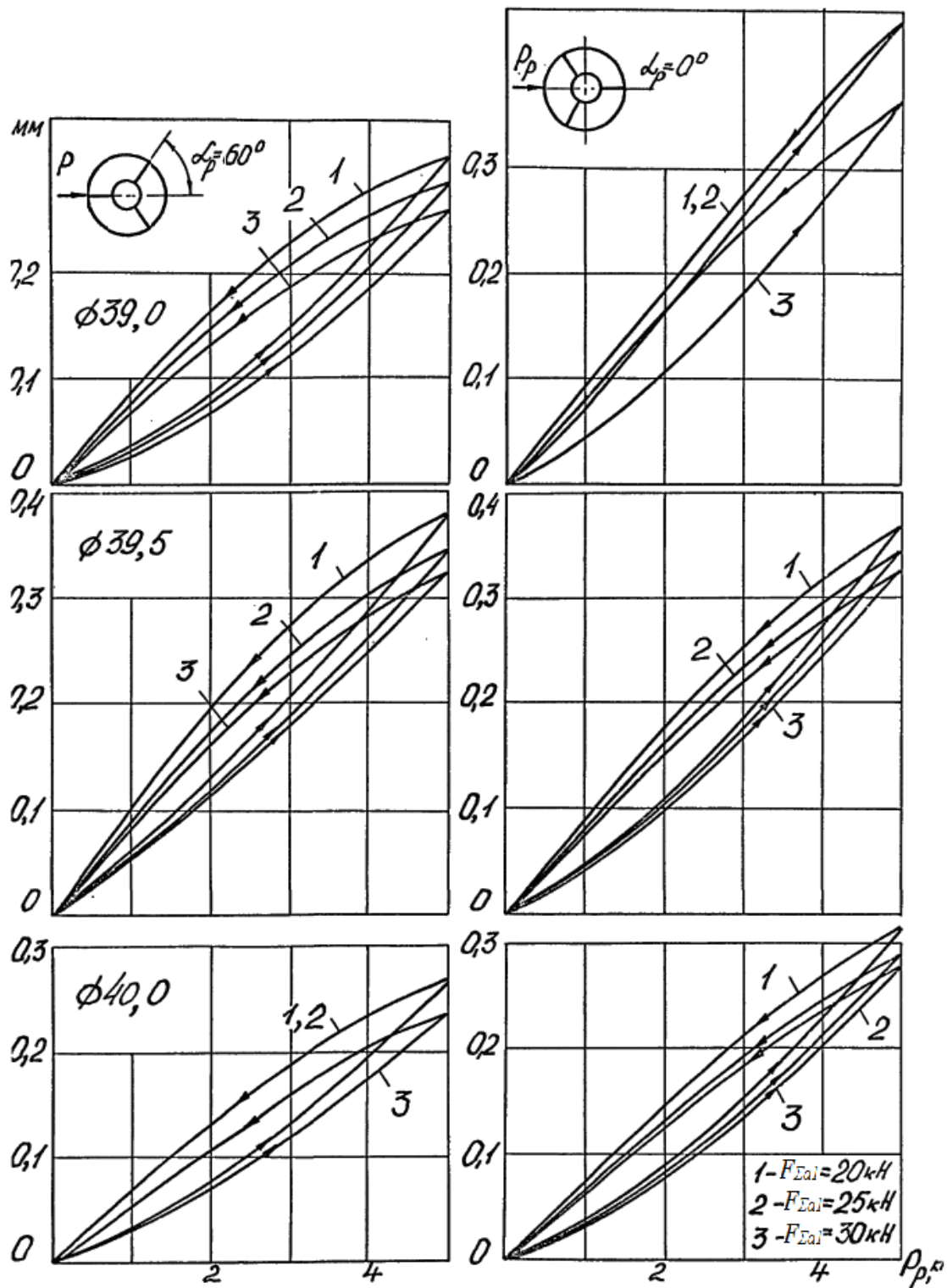


Рис. 5.26. Радіальні віджаття оправок різного діаметра в затискному механізмі з гідравлічним ПрЗ при осьовій силі $F_{\Sigma a1}$ (кН): 1-20; 2-25; 3-30

Відхилення від круглості зовнішньої циліндричної поверхні партії оброблених деталей (50 штук) вимірювали на приладі Д-312М з двома з двома базуючи ми роликми з допомогою індикатора типу 10 МИГ (ціна ділення 10 мкм, діапазоном вимірювання 600мкм). Вимірювання проводили в січенні А-А (рис. 5.27, а). При кутовому положенні деталі, що відповідає нульовому показу індикатора, визначали діаметр деталі з допомогою мікрометра з ціною ділення 0,05 мм. Відхилення від круглості в середньому складає біля 20 мкм.

На кругло мірі «Taleron» записані круглограми поперечного січення обточених поверхонь деталей (збільшення 100, фільтр А, щуп середній, ціна ділення 20 мкм). Характерні круглограми представлені на рис. 5.27, б та в.

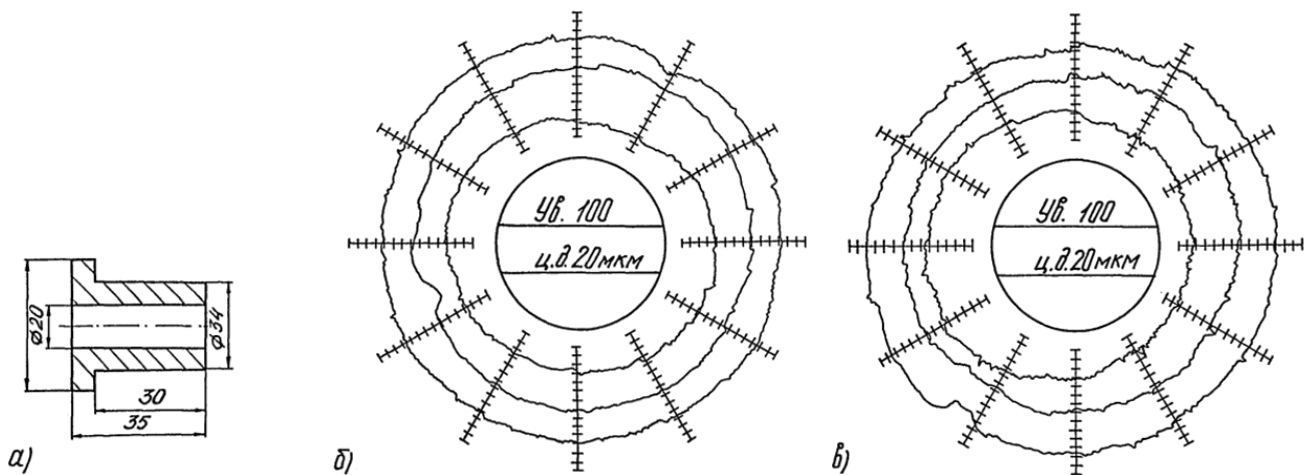


Рис. 5.27. Ескіз деталі (а), круглограми (б, в) та їх зовнішніх циліндричних поверхонь при різних тисках рідини в ЗМ з гідравлічним ПрЗ

Статичні дослідження процесу затиску в ЗМ з гідромеханічним ПрЗ

Аналіз результатів статичних досліджень (рис. 5.28, 5.29) показує, що переміщення X_1 (H_1) поршня, X_2 (індикатор H_2) цанги та X_3 (індикатор H_3) оправки значно (в 3...4 рази) менше, ніж в ЗМ з гідравлічним ПрЗ. Величина X_1 при збільшенні Δd з 0 до 1 мм зменшується з 1,37 до 0,72 мм при $P_p = 1,4$ МПа та з 1,35 до 0,81 мм при $P_p = 2,0$ МПа. Із збільшенням тиску P_p , тобто при більшому розкритті цанги вкладиші 1 під дією пружини 2 глибше занурюються всередину цанги чим зменшують переміщення X_1 поршня та інших рухомих у процесі затиску ланок ЗМ.

При $P_p = 1,6...1,8$ МПа переміщення стабілізуються. Незначно (в

межах сотих доль міліметра) більше переміщення прутка X_3 (H_3) у порівнянні з переміщенням цанги X_2 (H_2) пояснюється додатковим осьовим переміщенням прутка при повороті губки цанги. Вкладиші переміщуються на величину, що менша величини зміщення цанги, внаслідок того, що вони проковзують відносно її за рахунок сил тертя з прутком.

Сили $F_{\Sigma a1}$, $F_{\Sigma r2}$ та P_{np} при $\Delta d = 0$ стабілізуються починаючи з $P_p = 1,6$ МПа, а із зміною Δd тільки $F_{\Sigma a1}$ змінюється в незначній мірі. Сила P_{np} збільшується із збільшенням Δd , а сила $F_{\Sigma r2}$ падає. Це пояснюється тим, що із збільшенням Δd плоский контакт (при $\Delta d = 0$) вкладиша із заготовкою переходить у кромковий (при $\Delta d > 0$), що обумовлює підвищення сили P_{np} . Непропорційна зміна сили $F_{\Sigma a1}$ та $F_{\Sigma r2}$ в залежності від Δd є наслідком випадкових положень вкладишів відносно конуса отвору цанги.

Осьова жорсткість j_o збільшується з $\Delta d = 0$ до $\Delta d = 0,5$ та зменшується з $\Delta d = 0,5$ до $\Delta d = 1$ мм внаслідок точкового контакту, що має місце при $\Delta d > 0,5$. Радіальна жорсткість j_p закріплених окравок та жорсткість ПрЗ C_{np} зростають із збільшенням Δd та змінюються в незначній мірі із збільшенням P_p .

Радіальна жорсткість j_p закріплених оправок при навантаженні їх проти губки цанги та вкладиша на вильоті 100 мм рівна в середньому 10,2 кН/мм та більше, ніж проти прорізу (7,9 кН/мм) для $\Delta d = 0$ та практично однаковий при $\Delta d > 0$. Але у порівнянні з жорсткістю оправок, що закріплені в ЗМ з гідравлічним ПрЗ та цанговим патроном, вона нижча в 1,3...1,6 рази, що пояснює меншим (в 1,5...2,2 рази) осьовим зусиллям на штокові та додатковими зазорами в стиках вкладиша з цангою та оправкою.

Після статичних випробувань були обточені деталі (рис. 5.27, а) з $d = 39,0; 39,5; 40,0$ мм при $F_{\Sigma a1} = 20, 25, 30$ кН. В обточених (по 50 штук) деталях заміряли відхилення від круглості δd , відхилення середнього діаметра ΔD . Відхилення від круглості в середньому становить 25 мкм, що не набагато (20 мкм) перевищило відхилення в деталях, що обточені в ЗМ з гідравлічним ПрЗ та цанговим патроном. При обробці прутка мінімального діаметра (для заданих налаштувань) спостерігалось осьове переміщення прутка в патрон, що пояснюється крайніми положеннями вкладишів цангового

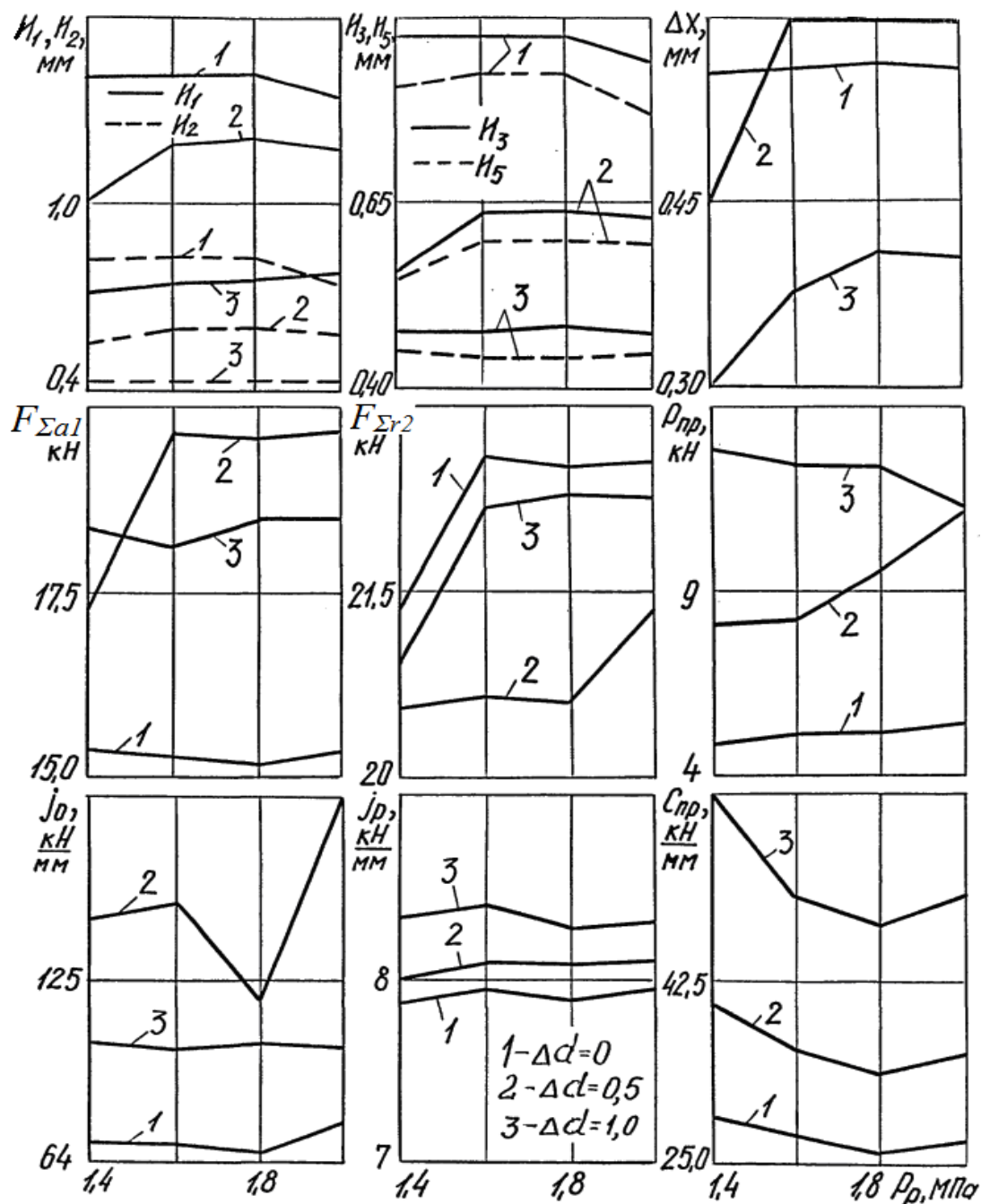


Рис. 5.28. Результати статичних досліджень ЗМ з гідромеханічним ПрЗ та самоналагоджувальним цанговим патроном

патрона та мінімальною осьовою силою $F_{\Sigma a1}$ затиску. Обробка круглограм показала, що із збільшенням тиску P_p розтиску точність обробки збільшується. Це викликано тим, що при збільшенні P_p пакет тарільчастих пружин деформується на більшу величину та при затиску цанга володіє більшою потенційною енергією (більшою початковою швидкістю), що долає силу тертя в кінчному з'єднанні цанги з шпинделем, тобто цанга має більше переміщення за рахунок

збільшення сили інерції мас, що переміщуються, та глибше занурюється в конус шпинделя. Радіальна сила затиску при цьому збільшується.

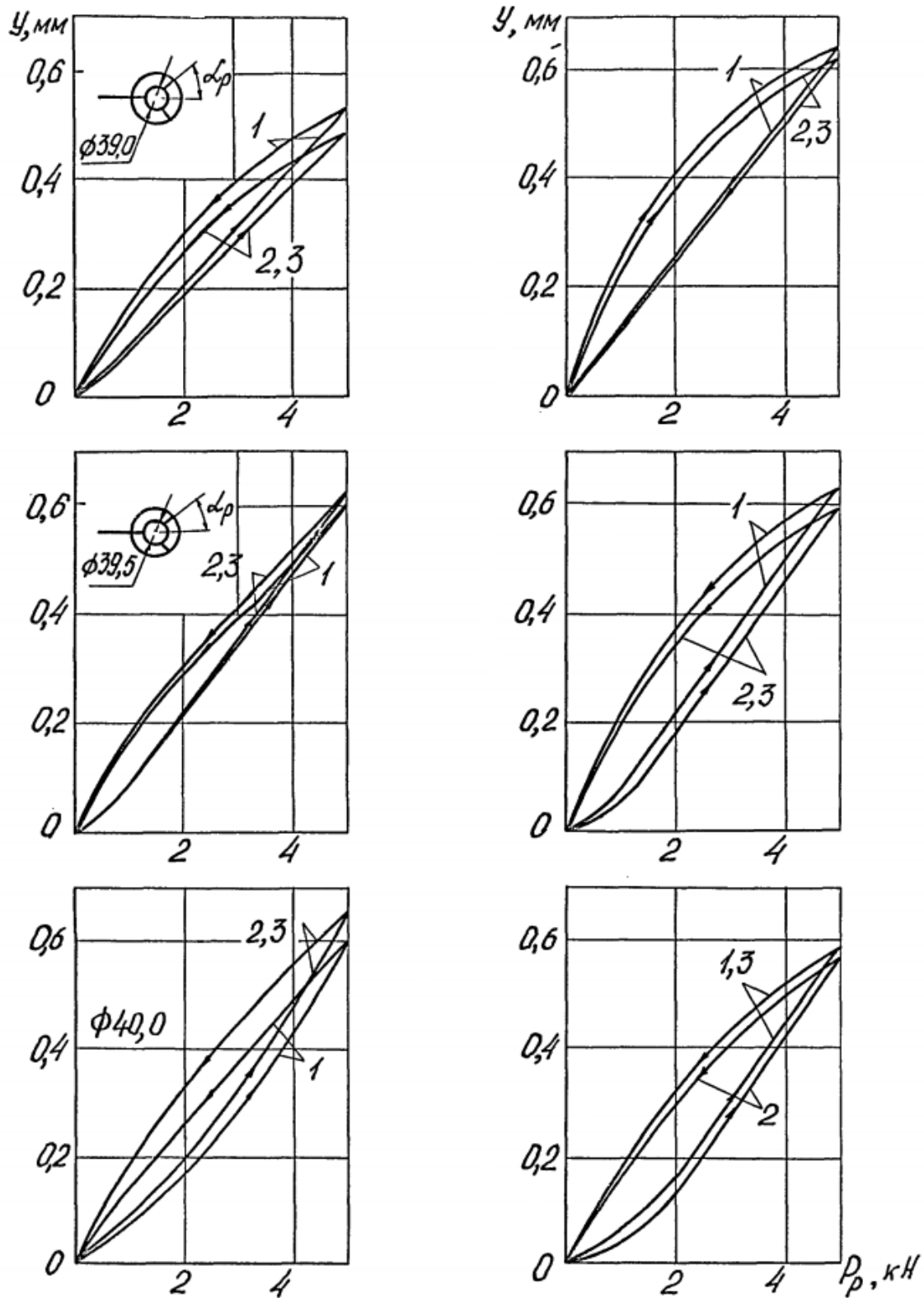


Рис. 5.29. Радіальні відтискання оправок різного діаметра в ЗМ з гідромеханічним ПрЗ та самоналагоджувальною цангою

5.4. Експериментальні дослідження силових характеристик затискних механізмів в динаміці

Задачі, що розв'язуються в даному пункті, спрямовані на отримання експериментального підтвердження результатів теоретичних досліджень, представлених у попередніх розділах (крім досліджень, пов'язаних з визначенням критичних частот обертання прутка). Тобто у цьому пункті проведені експериментальні дослідження характеристик ЗМ і важільного ПрЗ з геометричним замиканням на прикладі БТА мод. 1Б240-6 при підвищенні частоти обертання.

Для вимірювання зусиль і переміщень використовувався метод тензометрії. Сигнали, що поступали з тензодатчиків, подавалися до тензометричної системи ВНП-8 і реєструвалися персональним комп'ютером. Схема тензометричних вимірювань представлена на рис. 5.17.

Досліджений ЗМ БТА серійної моделі 1Б240 є типовим представником ЗМ, в яких використовується ПрЗ з геометричним замиканням. Тому висновки, що випливають з дослідження роботи цих ЗМ і ПрЗ при підвищенні частоти обертання, можна вважати загальними для даного типу механізмів.

Визначення зусилля затиску заготовки відбувалося з допомогою цангового динамометра, який імітував пруток. В ході експерименту проводився затиск динамометра в ЗП з реєстрацією зусилля на трубі затиску, переміщення торця цанги та зусилля увімкнення МЗ ППМ. Розраховані за результатами вимірювання характеристики ЗМ і його вузлів (ЗП і ПрЗ) представлені в табл. 5.1 і на графіках (рис. 5.30).

На представлених графіках (рис. 5.30) можна виділити наступні характерні ділянки процесу затиску заготовки (динамометра) в часі, що пояснюються наступним чином:

1. Заготовка розтиснута – графіки усіх характеристик знаходяться в початковій точці.
2. Вибір зазорів в ЗМ, в основному між ЗЕ і заготовкою (0–0,12 с). На графіках видно деяке незначне зусилля, що необхідне для подолання сил тертя і розгону рухомих елементів – графіки характеристик пологі.
3. Деформація ланок пружної системи механізму при зусиллі на трубі затиску, яке менше, ніж зусилля попереднього натягу пружної ланки (тарілчастих пружин). Затискні елементи

доторкнулися до заготовки – розпочинається процес затиску. Зусилля зростають практично лінійно в часі (0,12–0,22 с). Ріст переміщення торця цанги починає уповільнюватися, що супроводжується швидким наростанням зусилля на вході ЗП.

Таблиця 5.1

Отримані результати вимірювання за схемою рис. 5.17

Показник	Частота обертання шпинделя об./хв		Різниця показника	
	$n=0$	$n=1000$	Абсолютна	Відносна %
Осьове переміщення цанги $\Delta_{Ц}$, мм	1,35	1,41	+0,06	+4,44
Осьове зусилля затягування ЗП $F_{\Sigma a1}$, кН	24,0	27,6	+3,6	+15
Радіальне зусилля затиску заготовки $F_{\Sigma r2}$, кН	24,3	25,4	+1,1	+4,5
Вхідне осьове зусилля, прикладене до МЗ F_{a0} , кН	5,1	4,3	-0,8	-15,7

4. Ділянка компенсації. Практично весь приріст деформації пружної системи припадає на тарільчаті пружини, в контактах ЗП присутній стан практично повного затягування (0,22–0,24 с).

5. Кінець затиску – перехідна ділянка (кінцева точка графіка, що відповідає початковій точці даної ділянки). Важелі ПрЗ переходять з похилої ділянки профілю МЗ на ділянку замикання. Характеристики майже не змінюються, окрім зменшення величини вхідного зусилля F_{a0} . Деяка незначна зміна характеристик може пояснюватися негативним кутом нахилу поверхні замикання МЗ.

Для аналізу впливу частоти обертання шпинделя на силові характеристики ЗМ і його елементів (ЗП і ПрЗ) використовуємо показники $K_{П} = \frac{F_{\Sigma a1}}{F_{a0}}$, $K_{ПАТ} = \frac{F_{\Sigma r2}}{F_{\Sigma a1}}$, $K = \frac{F_{\Sigma r2}}{F_{a0}}$ та їх абсолютну зміну

$\Delta K_{П}$, $\Delta K_{ПАТ}$, ΔK (табл. 5.2). Збільшення величини ходу труби затиску $\Delta_{Ц}$ (рис. 5.30, а) при підвищенні частоти обертання шпинделя підтверджує правильність використаного в ході теоретичних досліджень припущення про зміну силових характеристик ПрЗ

внаслідок додаткового руху його неврівноважених частин (в даному випадку важелів) під дією відцентрових сил інерції. Досліджуваний ЗМ містить у своєму складі ПрЗ з охопленою МЗ, що сприяє появі додаткового вихідного зусилля $F_{\Sigma a1}$ (рис. 5.30, в) на трубі затиску при підвищенні частоти обертання шпинделя, і цанговий ЗП, закритий силовий контур якого нівелює вплив відцентрових сил інерції на його затискні елементи.

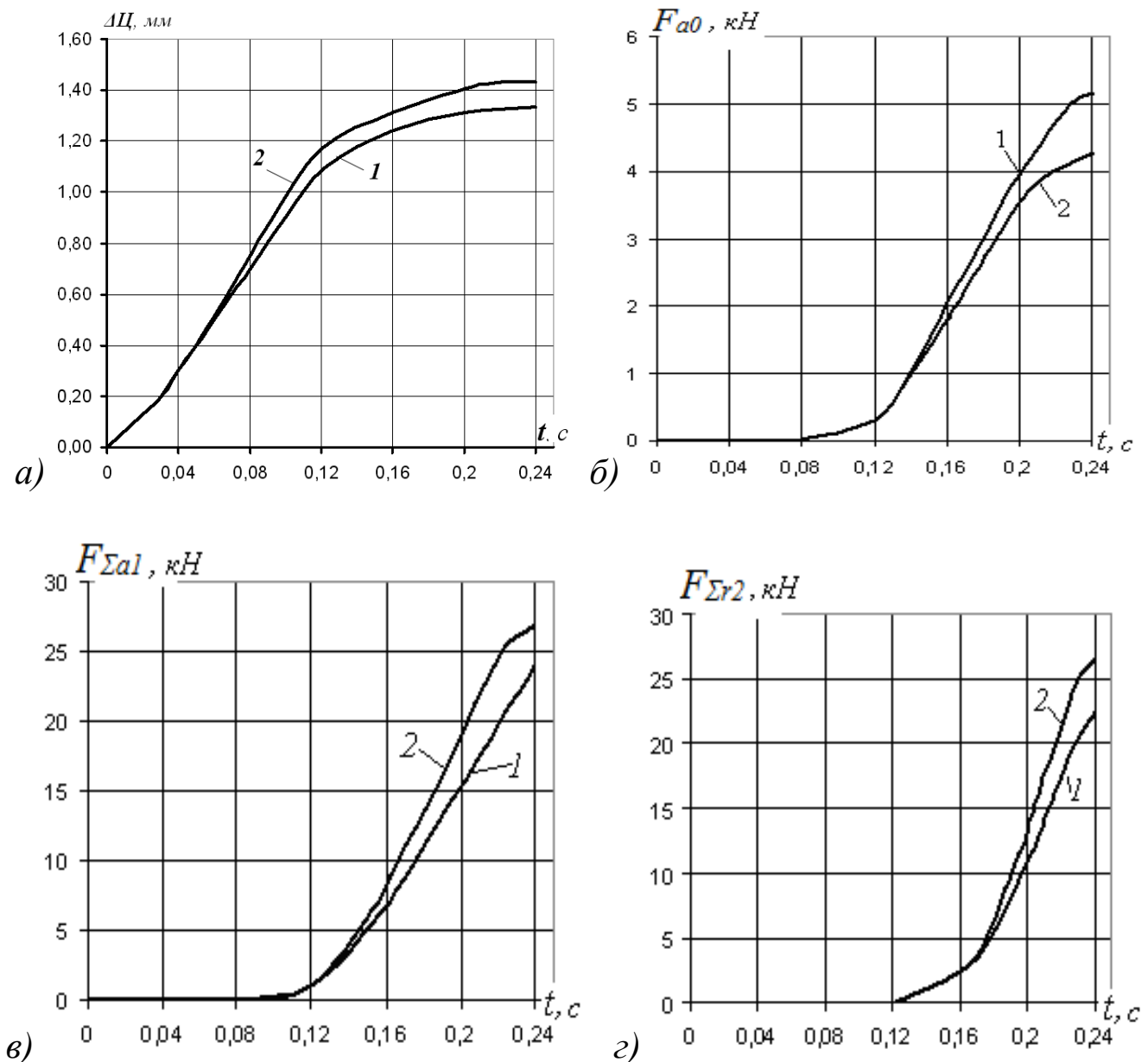


Рис. 5.30. Залежності осьового переміщення цанги Δz – а), вхідного зусилля затиску F_{a0} – б), зусилля затягування ЗП $F_{\Sigma a1}$ – в), сумарного радіального зусилля затиску заготовки $F_{\Sigma r2}$ – г) в часі при $d=36,9$ мм і $n=0$ об./хв – крива 1 та $n=1000$ об./хв – крива 2

Ці факти пояснюють підвищення зусилля затиску $F_{\Sigma r2}$ (рис. 5.30, *з*) і зменшення вхідного зусилля F_{a0} (рис. 5.30 *б*) при підвищенні частоти обертання шпинделя. Отримані в результаті проведених теоретичних досліджень висновки про зміну характеристик ПрЗ при підвищенні частоти обертання шпинделя не суперечать даним експерименту.

Таблиця 5.2

Порівняння характеристик ЗМ мод. 1Б240 під час затиску на обертах та при зупиненому шпинделі ($d=36,9$ мм)

Показник	Частота обертання шпинделя, n об./хв		Різниця показника	
	0	1000	абсолютна	відносна %
Коефіцієнт підсилення цангового ЗП $K_{ПАТ}$	1,0125	0,9203	-0,0922	-9,1
Коефіцієнт підсилення ПрЗ $K_{П}$	4,7059	6,4186	+1,71	+36,4
Коефіцієнт підсилення ЗМ K	4,7647	5,9070	+1,1423	+24

Отже, можна стверджувати, що результати теоретичних досліджень характеристик ПрЗ з геометричним замиканням знайшли своє експериментальне підтвердження.

Як висновки даних досліджень варто зазначити:

- Спеціально створений стенд для експериментальних досліджень і методика їх проведення дозволяють виявити вплив частоти обертання шпинделя на характеристики ПрЗ, ЗП та ЗМ в цілому.
- При підвищенні частоти обертання ЗМ БТА моделі 1Б240 до 1000 об./хв коефіцієнт підсилення його ПрЗ $K_{П}$ збільшується на 36%, осьова сила $F_{\Sigma a1}$ на 15% та осьове переміщення цанги $\Delta Ц$ на 4,5%, при цьому зменшується коефіцієнт підсилення ЗП – $K_{ПАТ}$ на 9,1% відносно статичного положення.
- Величина вхідного зусилля F_{a0} , що розвивається під час геометричного замикання ЗМ, при підвищенні частоти обертання шпинделя до 1000 об./хв зменшується на 15,7%, а зусилля затиску заготовки (сумарна радіальна сила затиску) $F_{\Sigma r2}$ збільшується на

4,5%, що відповідає збільшенню коефіцієнта підсилення ЗМ на 24% при застосуванні у його складі важільного ПрЗ з охопленою МЗ та цангового ЗП

– В досліджуваному ЗМ втрата зусилля затиску при підвищенні частоти обертання відбувається внаслідок впливу відцентрової сили на ЗЕ. Застосування ПрЗ з охопленою МЗ для роботи на високих частотах обертання сприяє підвищенню силових характеристик ЗМ шляхом компенсації втрати зусилля затиску в ЗП.

Результати експериментальних досліджень механічного ПрЗ ТА при різній частоті обертання розподільного вала

Результати експериментальних досліджень механічного ПрЗ при різній частоті обертання розподільного вала n_{PB} і відхилення діаметра Δd наведені в табл. 5.3, звідки видно, що зі збільшенням швидкості затиску сила зростає в наслідок зменшення сил тертя в конічному з'єднанні цанги, що викликає також додаткове переміщення цанги $X_2 = \Delta u$ [19].

В результаті досліджень на стенді отримані осцилограми і характеристик зміни основних параметрів процесу затиску-розтиску: осьової сили затягування, радіальних сил затиску, осьових зміщень цанг, заготовки та труби затиску, напружень знигу і розтягування в пелюстках цанг, які дозволили уточнити запропоновані динамічні моделі процесу затиску в різних цангових патронах [1, 16, 23, 25-27]: зі звичайною затяжною цангою; з нерухомою циліндричною цангою; з нерухомою додатковою цангою, що пов'язана з основною через гофрований пружний елемент. Для всіх патронів встановлено, що при загальному часу затиску $t_z = 0,3-0,32$ с для частоти обертання розподільного вала $n_{PB} = 13,8$ об/хв час наростання радіальної сили затиску $F_{\Sigma r2}$ в результаті контактних зближень $t_H = 0,6 \div 0,11$, та відбувається при спільному русі і відносному ковзанні основної цанги з прутком (рис. 5.31, а). Встановлено, що в процесі затиску існують як мінімум три етапи взаємодії губок цанги та прутка: вибірка зазорів; відносне проковзування; спільний рух (рис. 5.31, б).

Дослідження процесу затиску прутка в патронах з циліндричною цангою показали [6, 16, 23], що коефіцієнт підсилення становить 1,2 - 1,71 при $\Delta d = 0,6$ мм і не залежить від маси прутка, в той час, як для патронів з звичайною затяжною цангою із збільшенням маси прутка від 0,005 до 0,04 $\frac{Hc^2}{мм}$ коефіцієнт підсилення зменшує на 10-15%.

Встановлено такі впливи жорсткості деталі на зміну сил затиску, а також її осевих переміщень, які для патронів з циліндричної цангою складають не більше 0,1-0,2мм, а із звичайною затяжний цангою 0,4-1мм при $\Delta d = 0,6\text{мм}$.

Таблиця 5.3

Основні результати досліджень та розрахунків

Оберти n_{PB} об/хв	Параметр, що вимірюється	Діаметр прутка d, мм ($d_0 = 39,6$)					
		39,2	39,4	39,6	39,8	40,0	40,2
0	$K_{II}=K_{IIC}$	0,68	0,75	0,80	1,10	1,4	1,65
3,2	$F_{\Sigma r2}, \kappa H$	15,85	19,1	22,6	33,4	42,6	52,0
	$F_{\Sigma a1}, \kappa H$	17,6	20,25	23,6	27,2	29,0	30,8
	K_{II}	0,90	0,945	0,96	1,23	1,47	1,69
	K_P'	1,34	1,27	1,20	1,12	1,04	1,015
	$\Delta u, \text{мм}$	1,80	1,60	1,35	1,10	0,92	0,68
	Нормальне напруження МПа	σ_P	30,8	34,8	46,5	46,7	49,8
		σ_K	354	329,5	306,5	278,5	257,5
		σ_C	132	123	132	141	149,6
		σ_H	211	189	164	142	124
		σ_{KT}	366,8	342,8	320,5	298,7	273,8
13,6	$F_{\Sigma r2}, \kappa H$	17,6	20,2	24,3	35,4	45,0	53,5
	$F_{\Sigma a1}, \kappa H$	18,0	20,6	24,0	27,6	29,4	31,0
	K_{II}	0,96	0,99	1,01	1,28	1,50	1,72
	K_P'	1,41	1,33	1,25	1,16	1,09	1,04
	$\Delta u, \text{мм}$	2,00	1,77	1,57	1,33	1,11	0,90
	Нормальне напруження МПа	σ_P	31	35,4	41,2	47,5	50,5
		σ_K	353,8	331	301,9	280,1	259,1
		σ_C	134,4	124,5	134,4	143,7	153,3
		σ_H	213	191	168	146	125
		σ_{KT}	367	343,4	321,2	299,5	274,5
27	$F_{\Sigma r2}, \kappa H$	18,6	21,8	26,0	37,4	46,5	56,0
	$F_{\Sigma a1}, \kappa H$	18,25	20,8	24,3	27,85	29,6	31,38
	K_{II}	1,02	1,05	1,07	1,34	1,57	1,78
	K_P'	1,50	1,41	1,32	1,22	1,21	1,08
	$\Delta u, \text{мм}$	2,28	2,07	1,88	1,67	1,45	1,26
	Нормальне напруження МПа	σ_P	31,2	35,7	42	48	50,8
		σ_K	357,2	331,5	308,7	281,5	260
		σ_C	135,5	128	136	145	156
		σ_H	218	194	171	147	127
		σ_{KT}	367,2	343,7	322	300	274,8

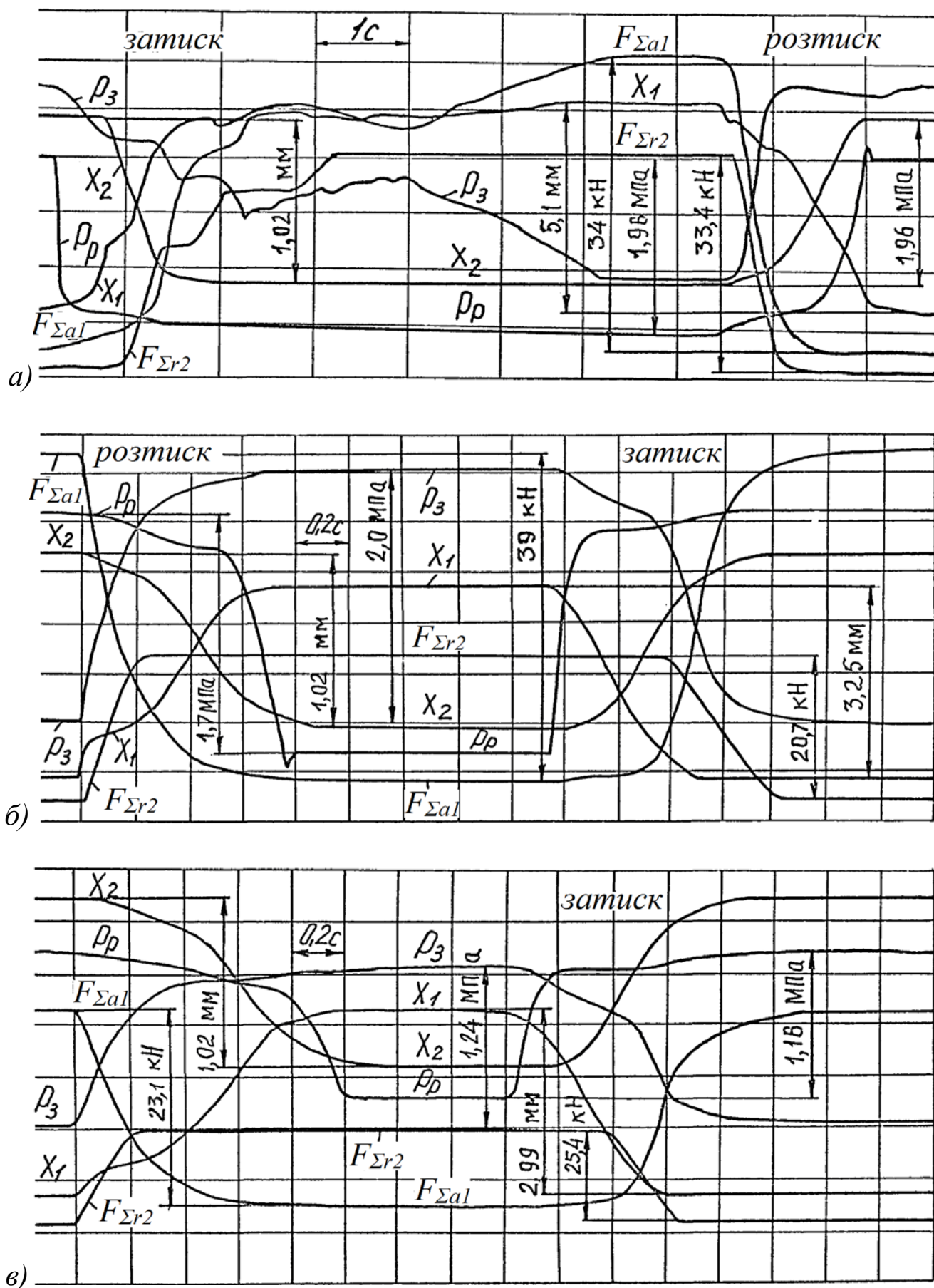


Рис. 5.32. Типові осцилограми процесу затиску-розтиску оправок в 3М з гідростанцією верстата (а) та окремою гідростанцією (б, в)

окремою гідростанцією ($Q_H=8\text{л/хв.}$, $P_{ном}=6,3\text{МПа}$). Тривалість затиску становить $0,8\text{с}$ при (при $P_3=2,0\text{МПа}$) та 1с (при $P_3=1,2\text{МПа}$). Сили $F_{\Sigma a1}$ та $F_{\Sigma r2}$, а також тиск P_3 змінювалися за експоненціальним законом, а X_1 – за синусоїдальним при вибірці зазорів та за експоненціальним при натязі системи. Час t_p розтиску значно менший ніж час t_3 затиску та складає $1...1,5\text{с}$ в ЗМ з гідростанцією верстата та $0,8...1,0\text{с}$ в ЗМ з окремою гідростанцією.

Отже, з отриманих результатів видно, що швидкість та прискорення поршня на етапі вибірки зазорів змінюються за синусоїдальним законом, а на етапі натягу системи швидкість переміщення поршня змінюється за експоненціальним законом.

Результати осцилографування процесу затиску-розтиску заготовок в ЗМ з гідромеханічним ПрЗ.

Проведення експерименту передбачало два етапи: з окремою гідростанцією та з гідростанцією верстата. Максимальні значення отриманих характеристик, що отримані шляхом осцилографування (X_1 , X_2 , X_3 , X_5 , $F_{\Sigma a1}$, $F_{\Sigma r2}$, P_p) та час їх регулювання при затиску-розтиску оправки $\varnothing 39,0\text{мм}$ ($\Delta d=0$) та різних тисках налаштування P_H , що здійснюється напорним золотником у вигляді графіків залежності характеристик від тиску P_p – на рис. 5.33. При тисках налаштування (розтиску) $1,4...2,0\text{МПа}$ характеристики X_2 , X_3 , X_5 майже не змінюються, а переміщення поршня X_1 збільшується при збільшенні тиску P_p .

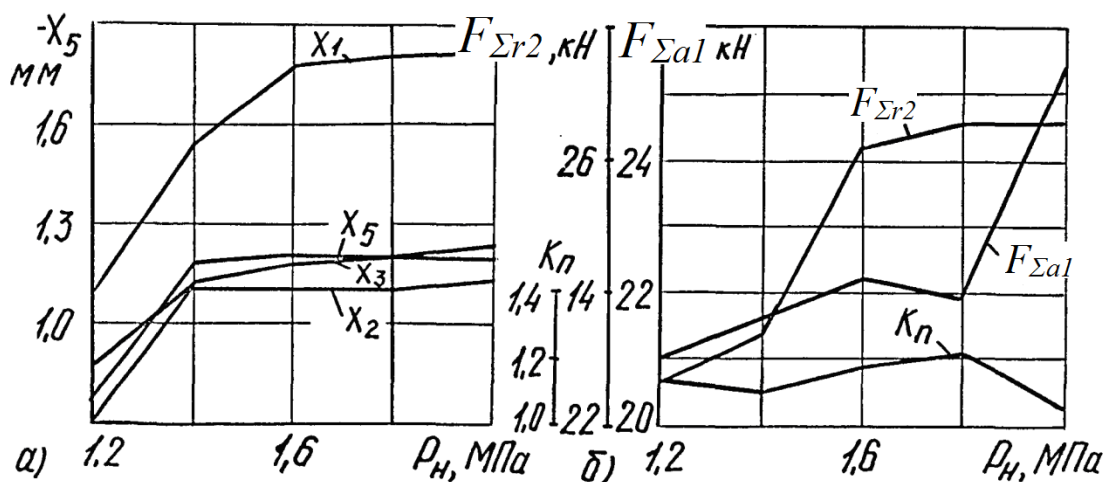


Рис. 5.33. Графіки залежностей переміщень (а), сил та коефіцієнта підсилення (б) від тиску рідини

Осьова сила $F_{\Sigma a1}$ збільшується із збільшенням тиску в межах 1,2...1,6 МПа та 1,8...2,0 МПа, а реальна сила $F_{\Sigma r2}$ – при тисках в межах 1,2...1,8 МПа. Коефіцієнт K_{II} підсилення патрона зростає в діапазоні тисків 1,4...1,8 МПа та зменшується при тисках 1,2...1,4 та 1,8...2,0 МПа. Оптимальна за критерієм жорсткості пружної ланки величина тиску P_p розтиску знаходиться в межах 1,6 МПа, подальше збільшення тиску є недоцільним через додаткові втрати енергії, що пропорційні додатковому збільшенню тиску. Коефіцієнт підсилення K_{II} при тиску $P_H = 1,6$ МПа рівний 1,2.

Аналіз законів руху поршня (X_1) та цанги (X_2), оправки (X_3) та сил $F_{\Sigma a1}$ і $F_{\Sigma r2}$ в ЗМ з гідростанцією верстата проводимо за осцилограмою (рис. 5.34, а) для $P_p = 1,2$ МПа і $d = 39,0$ мм. Розтиск оправки здійснюється в два етапи. На першому етапі при підвищенні тиску P_p до 0,1 МПа (для $P_H = 1,2$ МПа) починається рух поршня. Час початку руху поршня складає 0,4 с. Після вибірки зазорів в системі ПрЗ–ЗП на протязі 0,3 с відбувається переміщення цанги, оправки та вкладиша. Через 0,2 с відбувається уповільнення переміщення поршня та цанги, що пов'язано з натягом пакета тарільчастих пружин. В цей час цанга вже розкрита а пружини, що встановлені в самоналагоджувальному цанговому патроні перешкоджають переміщенню вкладишів. Після зупинки вкладишів в крайньому задньому положенні відбувається спільне переміщення поршня, цанги, вкладишів та оправки, що характеризує другий етап процесу розтиску. На даному етапі відбувається різке переміщення системи поршень-патрон вправо. Сила $F_{\Sigma a1}$ зростає за експоненціальним законом, що визначається різницею сили на поршні, що створюється тиском P_p розтиску, та силою протидії пакета тарільчастих пружин. Радіальна сила змінюється дискретно одночасно з переміщенням вкладишів та оправки також за експоненціальним законом.

Характер змін характеристик ЗМ при затиску показує, що процес затиску здійснюється також в два етапи, причому, перший етап характеризується вибіркою зазорів в системі привод-патрон-деталь, а інший – натягом системи. Криві (X_1 , X_2 , X_3 , $F_{\Sigma a1}$, $F_{\Sigma r2}$, P_p) змінюються за експоненціальним законом, їх зміна починається одночасно, і лише збільшення сили $F_{\Sigma a1}$ починається з затримкою (близько 0,05 с при $P_H = 1,2$ МПа), а при підвищенні тиску P_H зміна всіх кривих починається одночасно.

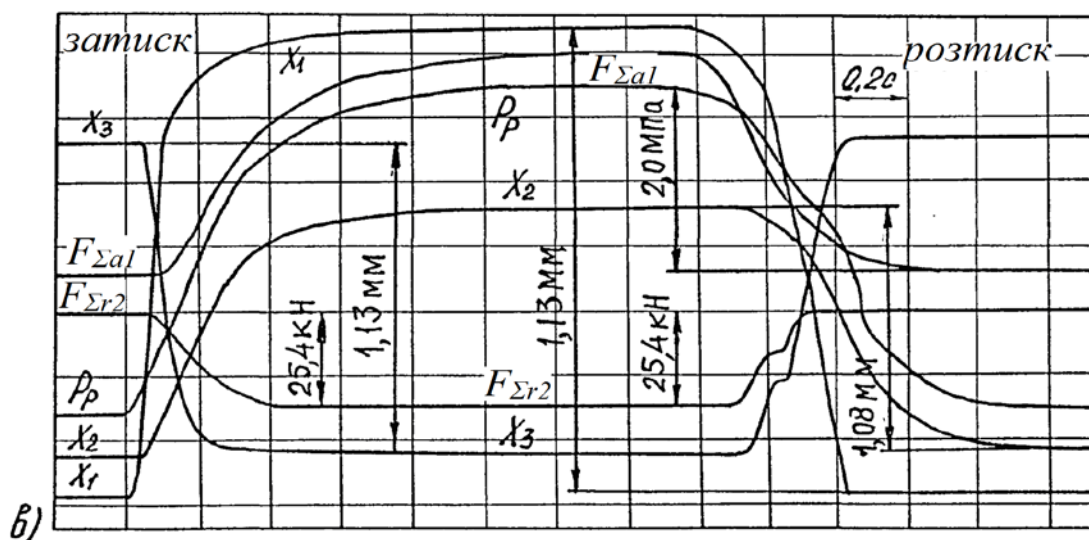
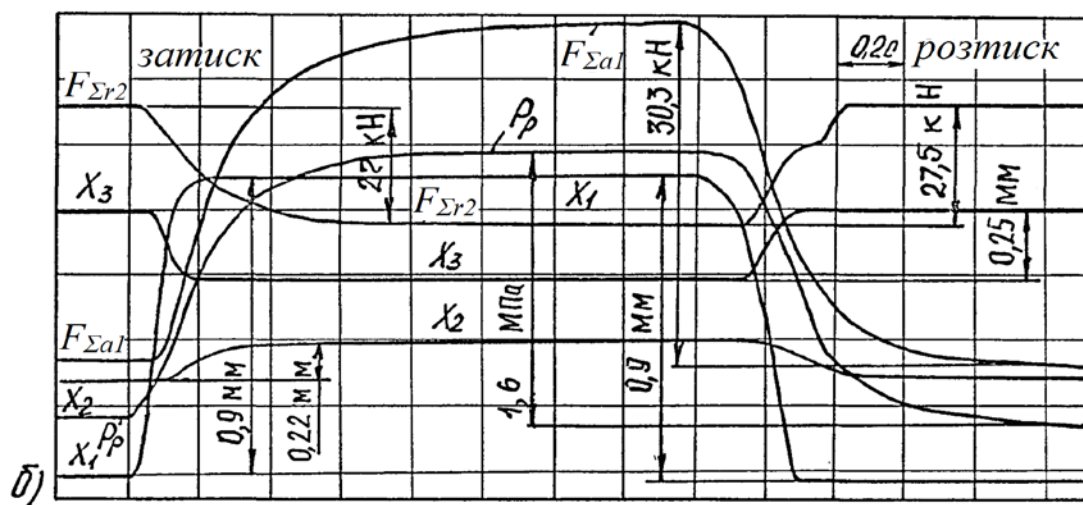
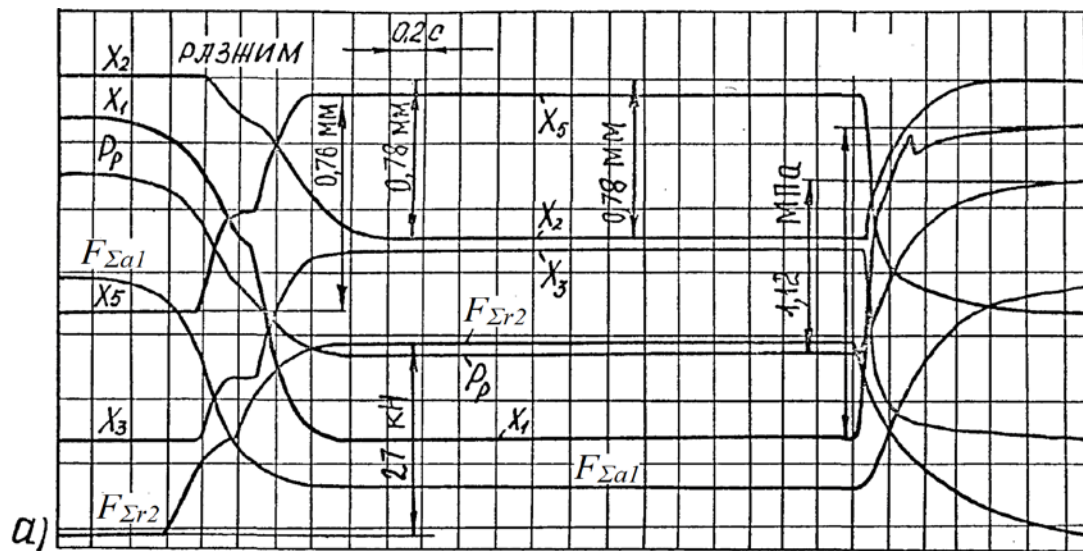


Рис. 5.34. Типові осцилограми процесу затиску-розтиску в ЗМ з гідромеханічним ПрЗ та самоналагоджувальним цанговим патроном: а – з гідростанцією верстата; б, в – з окремою гідростанцією

Для визначення швидкодії ЗМ без механізму подачі прутка до стенда-верстата під'єднувалася окрема гідростанція, тиск робочої рідини від якої передавалося в порожнину розтиску гідроциліндра Пр3 через реверсний золотник типу Г74-12 з ручним керуванням. Запис процесу затиску-розтиску оправок діаметром 39,0, 39,5 та 40,0 мм проводили при тисках налаштування $P_H = 1,2 \dots 2,0$ МПа через 0,2 МПа. Максимальне переміщення поршня X_1 , рівне 2,02 мм, відбувалося при затиску оправки мінімального діаметра, а мінімальне (0,98 мм) – при затиску оправки максимального діаметра. При зміні тиску налаштування в межах 1,4...2,0 МПа величина X_1 змінювалася в межах 0,1 мм, тому робочим прийнято тиск в порожнині розтиску гідроциліндра Пр3 на менше 1,4 МПа. Тиск $P_H = 1,2$ МПа є недостатнім для натягу пружної ланки до величини 18...20 кН $\varnothing 39,0$ мм та тисках налаштування

Величина переміщення цанги X_2 при закріпленні оправки $P_H = 1,4 \dots 2,0$ МПа змінювалася в межах 0,81...1,16 мм, для оправки $\varnothing 39,5$ мм – в межах 0,74...0,78 мм, а для оправки $\varnothing 40$ мм – в межах 0,17...0,19 мм. Стабільність величини X_2 доводить, що при закріпленні оправок різного діаметра зміна тиску налаштування не чинить впливу на величину переміщення X_2 при затиску і що оптимальним за критерієм жорсткості пружної ланки є тиск налаштування, що рівне $P_H = 1,6$ МПа. Переміщення прутка X_3 зменшилося з 1,11 мм для $\varnothing 39,0$ мм до 0,25 мм для $\varnothing 40,0$ мм. Необхідно відзначити, що при затиску оправки $\varnothing 40,0$ мм $X_3 > X_2$, тобто під час затиску відбувається поворот губки цанги, внаслідок чого виникло додаткове переміщення ΔX_3 , що рівне $(X_3 - X_2)$ мм.

Осьова сила $F_{\Sigma a1}$ при збільшенні діаметра оправок збільшувалася, оскільки збільшувався натяг пружної ланки. Значення радіальної сили $F_{\Sigma r2}$ при закріпленні оправки $\varnothing 39,0$ мм та тисках налаштування $P_H = 1,2 \dots 1,8$ МПа не змінилося, оскільки вкладиш самоналагоджувальної цанги встановлювався у різних положеннях, що призводило до зміни кутів тертя та коефіцієнта K_{II} підсилення патрона.

При тиску налаштування 2,0 МПа поршень рухався з більшим прискоренням та долав великі сили тертя, що збільшувала силу $F_{\Sigma r2}$ від 9,45 кН до 13,6 кН. При закріпленні оправки $\varnothing 39,5$ мм (вкладиші самоналагоджувального цангового патрона знаходилися приблизно

по середині губки цанги та умови їх контакту з цангою були найкращими) сила $F_{\Sigma r2}$ при тисках налаштування 1,6 і 1,8 МПа досягала 14,9 кН. Це також підтверджує, що оптимальним за критерієм жорсткості пружною ланкою є тиск налаштування (розтиску), що рівний 1,6 МПа. Значення радіальної сили $F_{\Sigma r2}$ (14,9 кН) не змінилися також при закріпленні оправки $\varnothing 40,0$ мм

Коефіцієнт підсилення патрона K_{Π} при закріпленні оправки $\varnothing 39,0$ мм змінився в межах 0,45...0,47 (для $P_H = 1,4...1,8$ МПа), при закріпленні оправки $\varnothing 39,5$ мм – в межах 0,55...0,58 мм і при закріпленні оправки $\varnothing 40,0$ мм – в межах 0,49...0,54. Низькі значення K_{Π} пояснюються значною втратою осьової сили $F_{\Sigma r2}$ на тертя та недостатньою жорсткістю пружної ланки.

Час регулювання (час досягнення характеристикою її максимального значення) для переміщення поршня X_1 становить при затиску оправки $\varnothing 39,0$ мм 1,0...1,3 с, при затиску оправки $\varnothing 39,5$ мм – 0,8...1,1 с, а оправки $\varnothing 40,0$ мм – 0,8...1,2 с. Час регулювання тиску P_r для вказаних оправок і тисків налаштування $P_H = 1,2...2,0$ МПа відповідно складає 1,3...1,7 с; 1,1...1,5 с; 1,2...1,8 с. З аналізу характеристик видно, що час падіння тиску P_r при затиску зменшується із збільшенням деформації пружної ланки при розтиску, тобто при збільшенні тиску налаштування P_H . Час регулювання осьової сили $F_{\Sigma a1}$ приблизно рівний часу регулювання P_r . Час регулювання радіальної сили $F_{\Sigma r2}$ приблизно в два рази менший ніж $F_{\Sigma a1}$ та становить 0,7...0,8 с для $\varnothing 39,0$ мм, 0,7...0,9 для $\varnothing 39,5$ мм, 0,8...1,1 с для оправки $\varnothing 40,0$ мм. Така відмінність часу регулювання пояснюється тим, що для мінімального пророщування радіальної сили необхідне значне збільшення осьової сили внаслідок низького коефіцієнта підсилення патрона K_{Π} та значних сил опору руху цанги при затиску.

Тривалість процесу розтиску менша, ніж затиску, оскільки тиск P_r затиску збільшується пропорційно навантаженню (осьовій силі пр. деформації пружної ланки), а сила тертя F_{20} в кінчному з'єднанні цанги з шпинделем різко зменшується. Наприклад, час регулювання переміщення поршня X_1 приблизно в два рази менший, ніж при затиску, а час регулювання $F_{\Sigma r2}$ менше в 2...3 рази і становить 0,2...0,4 с для всього діапазону оправок, що закріплюються та тисків початкового налаштування.

За часом регулювання сили $F_{\Sigma r2}$, що є вихідним параметром регулювання ЗМ, можна оцінювати швидкодію ЗМ з гідромеханічним ПрЗ та самоналагоджувальним цанговим патроном. Для ЗМ з окремою гідростанцією (без системи мащення та механізму подачі прутка) час спрацювання становить 0,7...1,1с при затиску і 0,2...0,4с при розтиску оправок з $\Delta d = 1\text{мм}$

Аналіз осцилограми процесу затиску оправок в ЗМ з гідромеханічним ПрЗ та самоналагоджувальним цанговим патроном і окремою гідростанцією (рис. 5.34, б і в) показує, що закони зміни характеристик затиску ті ж самі, що і для ЗМ з гідростанцією верстата (рис. 4.13, а), але відрізняються лише тривалістю процесу регулювання.

При затиску оправок різного діаметра і зміні тиску P_p в межах 1,2...2,0 МПа всі характеристики ЗМ змінювалися по експоненціальному (або близьким до нього) закону, наприклад, для осьової сили $F_{\Sigma a1}$ у відповідності з рівнянням $F_{\Sigma a1} = F_{\Sigma a1\max}(1 - e^{\frac{-t}{T_H}})$, де T_H – постійна часу, що визначається експериментально. За осцилограмою з достатньою для практики точністю були визначені постійні часу для різних характеристик затиску. Найбільше значення T_H для $F_{\Sigma a1}$ (0,28...0,35) і P_p (0,27...0,42) пояснюються тривалістю перехідного процесу та інертністю робочої рідини і пружної ланки.

Характеристики ЗМ при розтиску також змінюються за експоненціальним законом, але експоненти починаються не з нуля, а з деякого моменту, що визначається величиною зазорів в системі «приво-патрон-деталь». Швидкодія ЗМ з гідромеханічним ПрЗ та окремою гідростанцією вища, ніж з станцією верстата, хоча в окремій гідростанції був використаний насос продуктивністю 8 л/хв., з приводним електродвигуном потужністю 1кВт, а в гідростанціях верстата відповідно 12л/хв і 2,0кВт.

Література до глави 5

- 1 Вачев А.А. Разработка и исследование метода и устройства стабилизации силовых характеристик цанговых зажимных механизмов.-Дис. канд. техн. наук, НРБ, 1983. - 141 с.
- 2 Иванюк И.А. Быстродействующие зажимные механизмы токарных автоматов с гидравлическим приводом: дис. канд. техн. наук / Иванюк И.А. – К.: «КП», 1984. – 235 с.

- 3 Иванюк И.А., Кузнецов Ю.Н., Стародуб Н.П. Регулирование характеристик зажимного механизма. Станки и инструмент, 1981,10, с. 12-14.
- 4 Иванюк И.А., Кузнецов Ю.Н., Чкалов В.В. Анализ расхода жидкости в зажимном механизме с вращающимся гидроцилиндром. Технология и автоматизация машиностроения. - Киев, 1984, вып. 33, с. 45-48
- 5 Кузнецов Ю.Н. Повышение жесткости зажима прутка в цанговом патроне. Машиностроитель, 1973, № 9, с. 12-13.
- 6 Кузнецов Ю.Н., Проскуряков К.И., Графчев А.П. Методы повышения точности зажима прутка на токарных автоматах. Технология и автоматизация машиностроения. - Киев, 1983, вып. 31, с. 42-54.
- 7 Кузнецов Ю.М. Цільові механізми верстатів-автоматів і верстатів з ЧПК /Кузнецов Ю.М. [Частина 3].– К.:ТОВ «ЗМОК»; Тернопіль: ТДТУ, 2001.–354 с.
- 8 Кузнецов Ю.Н. Исследование и разработка методов проектирования цанговых зажимных и подающих патронов токарных автоматов. - Дис. канд. техн. наук. Киев, 1969 - 149 с.
- 9 Кузнецов Ю.Н. Исследование силовых характеристик зажимного патрона, работающего на высоких частотах вращения /Ю.Н. Кузнецов, Ель-Дахаби Фарук // Вестник НТУУ «КПИ», серия машиностроение. – 2004.– № 45. – С. 76 – 79.
- 10 Кузнецов Ю.Н. Синтез зажимных механизмов прутковых автоматов: дис... докт. техн. наук / Кузнецов Ю.Н.–М.: МВТУ им. Н.Э.Баумана, 1984. – 515 с.
- 11 Кузнецов Ю.Н., Булах И.И. Влияние регулирования зажимного механизма токарного автомата на точность обработки деталей. – Технология и автоматизация машиностроения. – Киев, 1981, вып. 28, с. 38-42.
- 12 Кузнецов Ю.Н., Булах И.И. Влияние регулировки зажимного механизма на точность обработки деталей. Технология и автоматизация машиностроения. - Киев, 1981, вып. 28, с. 38-42.
- 13 Кузнецов Ю.Н., Иванюк И.А., Торба В.В. Влияние характеристик зажимного механизма на точность автоматизированной токарной обработки. – В кн.: Проблемы совершенствования технологической оснастки в машиностроении. Тез. докл. регион. науч.– техн. конф. Фрунзе, 1981, с.12–13.

- 14 Кузнецов Ю.Н., Нгуен Ба Фук. Исследование жесткости привода зажима прутка многошпиндельного токарного автомата. Технология и автоматизация машиностроения. - Киев, 1964, вып. 14, с. 40-43.
- 15 Кузнецов Ю.Н., Сидорко В.И., Булах И.И. Самонастраивающиеся приводы зажима токарных автоматов. Станки и инструмент, 1983, № 10, с. 18-19
- 16 Кузнецов Ю.Н., Торба В.В., Проскуряков К.И. Новое в цанговых зажимных механизмах токарных автоматов. Киев: Из-во "Знание" УССР, 1979. -.25 с.
- 17 Кузнецов Ю.М. Стенд для дослідження затискних механізмів токарних верстатів на високих частотах обертання /Кузнецов Ю.М., Редько Р.Г., Придальний Б.І. // Вісник КДПУ імені Михайла Остроградського.– 2007. – Вип. 6, Частина 1. – С. 72–77.
- 18 Методичні вказівки до виконання лабораторної роботи "Дослідження силових характеристик токарного затискного патрона на різних частотах обертання" / Ю.М. Кузнецов, В. Н. Волошин, Фарук Вахід Ель-Дахабі та ін. – К.: НТУУ «КПІ», 2006. – 16 с.
- 19 Орликов М.Л., Кузнецов Ю.Н., Нгуен Ба Фук. Передача сил и напряжений в цанге при различной скорости зажима. Технология и автоматизация машиностроения. - Киев, 1973, вып. 10, с. 84-91.
- 20 Орликов М.Л., Кузнецов Ю.Н. Проектирование зажимных механизмов автоматизированных станков. М.: Машиностроение, 1977. – 142 с.
- 21 Орликов М.Л., Кузнецов Ю.Н., Божко Я.В. Гидромеханический привод зажима заготовок с заклиниванием. Гидропривод и гидропневмоавтоматика. - Киев, 1974, вып. 10, с. 156-159.
- 22 Придальний Б.І. Створення приводів затиску для швидкохідних токарних автоматів: дис. канд. техн. наук / Придальний Б.І. Тернопільський НТУ ім. Івана Пулюя, 2011.– 198с.
- 23 Проскуряков К.И. Исследование и разработка методов повышения осевой точности цанговых патронов металлорежущих станков. -Дис. канд. техн. наук. Киев, 1981. - 185 с.
- 24 Самонастраивающиеся зажимные механизмы: Справочник /[Ю.Н. Кузнецов, А.А. Вачев, С.П. Сяров, А.Ц. Цървеников]; под ред. Ю.Н. Кузнецова.– К.: Техника; София: Гос. изд-во "Техника", 1988.– 222 с.

- 25 Судьин Ю.А. Повышение точности обработки колец подшипников при установке по конической поверхности. Дис. канд. техн. наук, Киев, 1983. - 135 с.
- 26 Торба В.В. Исследование и разработка методов повышения жесткости консольного закрепления заготовок на токарных автоматах.-Дис. канд. техн. наук. Киев: 1981. - 192 с
- 27 Торба В.В., Кузнецов Ю.Н., Лымарь А.Г. Экспериментальное исследование процесса зажима и отжатый заготовки в цанговом патроне двойного зажима. – Изв. вузов СССР. Машиностроение, 1981, № 5, с. 154-155.
- 28 Экспериментальные исследования зажимного механизма с гидроприводом / Ю.Н.Кузнецов, И.А. Иванюк, А.А. Вачев // Технология и автоматизация машиностроения. – 1986. – №39.
- 29 Эль-Дахаби Ф.В. Синтез высокоскоростных зажимных патронов токарных станков: дис... канд. техн. наук: 05.03.01 /Эль-Дахаби Ф.В. – К., 2006. – 165с.
- 30 Пат. 28411 Україна, В 23 В 13/00. Привід затиску /Кузнецов Ю. М., Придальний Б.І.; заявник і власник патенту Національний технічний університет України “Київський політехнічний інститут”. – № 200708171 ; заявл. 18.07.2007 ; опубл. 10.12.2007, Бюл. № 20.
- 31 Пат. 29479 Україна, В 23 В 13/00. Привод механізму затиску /Кузнецов Ю.М., Придальний Б.І.; заявник і власник патенту Національний технічний університет України “Київський політехнічний інститут”. – № 200711227 ; заявл. 10.10.2007 ; опубл. 10.01.2008, Бюл. № 1.
- 32 Пат. 30408 Україна, В 23 В 13/00. Механізм затиску прутка /Кузнецов Ю.М., Придальний Б.І.; заявник і власник патенту Національний технічний університет України “Київський політехнічний інститут”. – № 200712164 ; заявл. 02.11.2007 ; опубл. 25.02.2008, Бюл. № 4.
- 33 Пат. 31597 Україна, В 23 В 13/00. Пристрій для затиску пруткового матеріалу /Кузнецов Ю.М., Придальний Б.І.; заявник і власник патенту Національний технічний університет України “Київський політехнічний інститут”. – № 200714832 ; заявл. 26.12.2007 ; опубл. 10.04.2008, Бюл. № 7.

ГЛАВА 6. ГЕНЕТИКО-МОРФОЛОГІЧНИЙ ПІДХІД ДО СИНТЕЗУ ПРИВОДІВ ЗАТИСКУ

6.1. Закони еволюції затискних механізмів з різними джерелами енергії і її перетворювачами.

Останнім часом в усіх сферах діяльності людини, крім механічної, використовуються електрична, магнітна та ін. види енергії [7]. Тому при конструюванні ЗМ необхідно враховувати різні фізичні закони, принципи і процеси, що протікають в просторі і в часі [6].

Якщо розглядати явища в якій-небудь сфері в малому елементарному обсязі, то вони стають досить простими для розуміння і кількісного опису, тобто можливо встановити загальну залежність між величинами, що характеризують поведінку середовища в елементарному обсязі. Наприклад, в механічних пружно-силових полях, які характеризуються пружними деформаціями і напруженнями, кожен елементарний об'єм повинен знаходитися в динамічній рівновазі, тобто сума всіх сил, що діють на цей обсяг, має дорівнювати нулю. Рівність нулю всіх зовнішніх і внутрішніх сил випливає із закону збереження імпульсу сили і може бути записана у вигляді рівняння рівноваги:

$$\sum_{i=1}^n F_i = 0.$$

Для розуміння процесів в рідких і газоподібних середовищах і їх кількісного опису до закону збереження імпульсу слід додати закон збереження матерії або рівняння нерозривності, тобто накопичення речовини визначається різницею $\Delta Q = Q_{vx} - Q_{vix}$ (де Q_{vx} – прихід речовини; Q_{vix} – витрата речовини) або сума потоків речовини дорівнює нулю, $\sum_{i=1}^n Q = 0$. При вивченні процесів, пов'язаних з енергозбереженням, використовується закон збереження енергії, згідно з яким для елементарного об'єму сума енергії, що витікає і поглинається (виділяється), дорівнює нулю, $\sum_{i=1}^n E = 0$.

Останні два рівняння справедливі лише в тих випадках, коли речовина або енергія не поглинаються або не виділяються всередині елементарного об'єму і не відбувається їх накопичення. Якщо відбувається поглинання, виділення або накопичення, то це слід

врахувати в рівняннях введенням деяких додаткових потоків, і рівняння залишаються в силі.

Крім цих трьох законів збереження, необхідно враховуватися стан і поведінку передавального середовища, для якого будуються рівняння рівноваги з урахуванням зв'язків між собою різних характеристик руху.

Механічні, електричні та теплові процеси пов'язані зі взаємодією частинок (табл. 6.1) або тіл в різних середовищах і характеризуються багатьма фізичними величинами, до яких відносяться положення, швидкість і прискорення частинок, температура, потенціал і напруженість електричного поля, об'ємна щільність речовини або об'ємна щільність заряду, напруженість магнітного поля, магнітна індукція. Всі ці величини взаємопов'язані, проте ступінь їх впливу один на одного різна, що дозволяє спростити задачу і розглядати не всю картину процесів, а тільки окремі частини. Наприклад, при розгляді ЗМ механічного виконання після перетворення електричної енергії в механічну не враховуються електричні й магнітні взаємодії і навпаки.

Для опису кількісної оцінки кожного з процесів необхідно враховувати властивості середовища. При описі механічних процесів в пружному середовищі-твердому тілі основною характеристикою руху є переміщення частинки або деякого малого обсягу щодо довільної початкової точки відліку. Для пружних тіл в якості точки відліку зручно вибрати таку, в якій знаходилася частинка, коли тіло було в недеформованому стані. Таким чином, з'являються дві категорії похідних величин: геометрично-деформаційна та силова-напружена. Для практичних цілей взаємозв'язок між деформацією і напругою вважають лінійним згідно закону Гука (рис. 6.1, а):

$$\sigma = \varepsilon \cdot E,$$

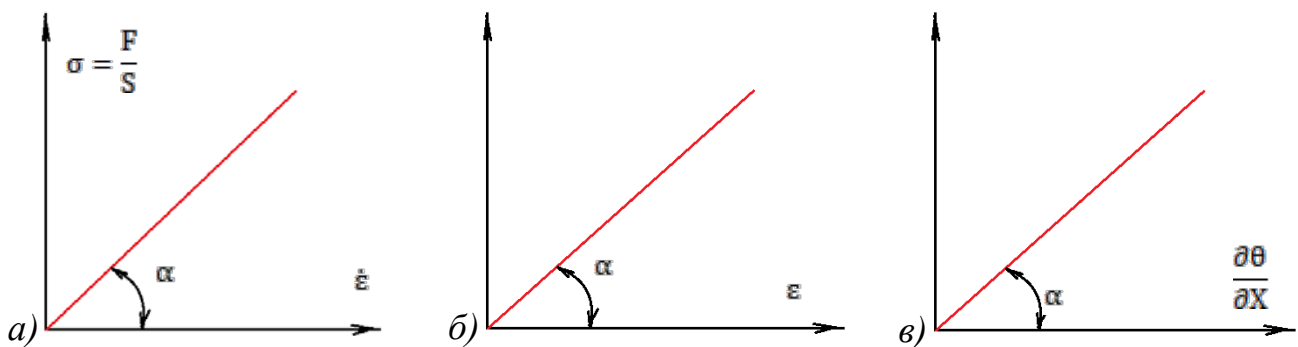
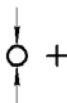
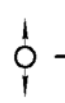
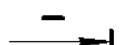
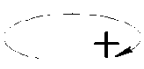


Рис. 6.1. Графічна інтерпретація законів Гука (а), Стокса (б), Фур'є (в)

де $\sigma = \frac{F}{S}$ – напруга; F – сила; S – площа; $\varepsilon = \frac{\Delta l}{l}$ – відносне подовження; Δl – деформація стрижня; l – довжина стрижня; E – модуль пружності, рівний tga .

Таблиця 6.1

Класифікація енергетичних (силових) потоків обертового ЗМ одинарного затиску в циліндричній системі координат

Від джерела живлення		Вид зусилля (момент)	Вихід до об'єкту затиску							
			Напрямок	Вихідне зусилля F_2						
				Осьове F_{a2}		Радіальне F_{r2}				
										
Вхід		Вхідне зусилля F_1		Осьове F_{a1}			$F_{a1} - F_{a2}$	$F_{a1} - \underline{F}_{a2}$	$F_{a1} - F_{r2}$	$F_{a1} - \underline{F}_{r2}$
				Осьове F_{a1}			$\underline{F}_{a1} - F_{a2}$	$\underline{F}_{a1} - \underline{F}_{a2}$	$\underline{F}_{a1} - F_{r2}$	$\underline{F}_{a1} - \underline{F}_{r2}$
				Радіальне F_{r1}			$F_{r1} - F_{a2}$	$F_{r1} - \underline{F}_{a2}$	$F_{r1} - F_{r2}$	$F_{r1} - \underline{F}_{r2}$
							$\underline{F}_{r1} - F_{a2}$	$\underline{F}_{r1} - \underline{F}_{a2}$	$\underline{F}_{r1} - F_{r2}$	$\underline{F}_{r1} - \underline{F}_{r2}$
				Тангенціальне $F_{\tau1}$			$F_{\tau1} - F_{a2}$	$F_{\tau1} - \underline{F}_{a2}$	$F_{\tau1} - F_{r2}$	$F_{\tau1} - \underline{F}_{r2}$
							$\underline{F}_{\tau1} - F_{a2}$	$\underline{F}_{\tau1} - \underline{F}_{a2}$	$\underline{F}_{\tau1} - F_{r2}$	$\underline{F}_{\tau1} - \underline{F}_{r2}$
		Вхідний момент M_1		Навколо осі обертання M_{a1}			$M_{a1} - F_{a2}$	$M_{a1} - \underline{F}_{a2}$	$M_{a1} - F_{r2}$	$M_{a1} - \underline{F}_{r2}$
							$\underline{M}_{a1} - F_{a2}$	$\underline{M}_{a1} - \underline{F}_{a2}$	$\underline{M}_{a1} - F_{r2}$	$\underline{M}_{a1} - \underline{F}_{r2}$
				Навколо радіусу M_{r1}			$M_{r1} - F_{a2}$	$M_{r1} - \underline{F}_{a2}$	$M_{r1} - F_{r2}$	$M_{r1} - \underline{F}_{r2}$
							$\underline{M}_{r1} - F_{a2}$	$\underline{M}_{r1} - \underline{F}_{a2}$	$\underline{M}_{r1} - F_{r2}$	$\underline{M}_{r1} - \underline{F}_{r2}$
				У площині осі обертання $M_{\tau1}$			$M_{\tau1} - F_{a2}$	$M_{\tau1} - \underline{F}_{a2}$	$M_{\tau1} - F_{r2}$	$M_{\tau1} - \underline{F}_{r2}$
							$\underline{M}_{t1} - F_{a2}$	$\underline{M}_{t1} - \underline{F}_{a2}$	$\underline{M}_{t1} - F_{r2}$	$\underline{M}_{t1} - \underline{F}_{r2}$
Принцип затиску			Торцевий		Радіальний					

В рідинах і газах згідно закону Стокса величина напруги σ виявляється пропорційною швидкості деформації ε (рис. 6.1, б),

$$\sigma = \varepsilon \cdot \eta,$$

де η – коефіцієнт в'язкості, який дорівнює $tg\alpha$. Такі середовища називають плинними або текучими, а їх застосування в ЗМ заслуговує уваги. У разі поширення тепла в твердому тілі згідно закону Фур'є (рис. 6.1, в) між щільністю теплового потоку J і градієнтом температури $\frac{\partial V}{\partial X}$ встановлюється пропорційна залежність:

$$J = C \cdot \frac{\partial V}{\partial X},$$

де C – коефіцієнт теплопровідності, який дорівнює $tg\alpha$; V – температура; X – довжина поширення теплового потоку.

Для механічних систем число принципів і законів, які впливають, буде менше, що розглянуто на ЗМ з механічними перетворювачами енергії. У відповідність із законом збереження енергії представлена узагальнена кубічна модель (рис. 6.2) енергетичних процесів, що відбуваються в ЗМ при затиску і підтримці об'єкта затиску в затиснутому стані при обертанні шпинделя і при різанні (табл. 6.2). Відповідно до цієї моделі рівняння

$\sum_{i=1}^n EQ$ прийме вигляд:

$$E_3 + E_{\omega} + E_K + A_{F2} + A_3 + A_{\omega} = 0.$$

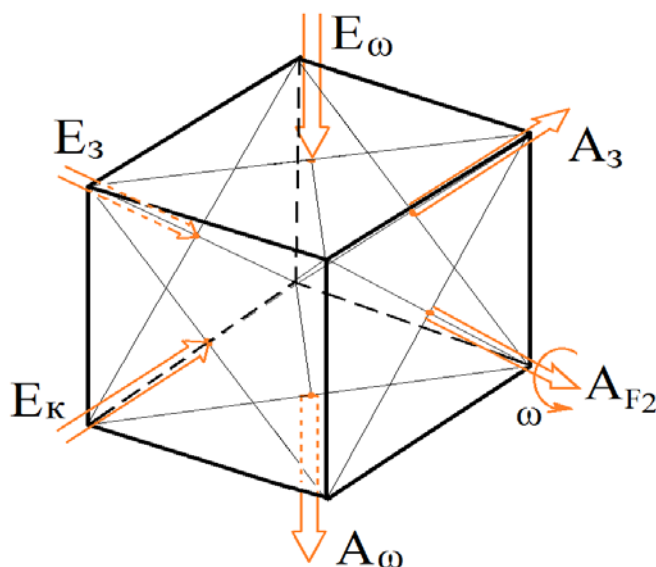
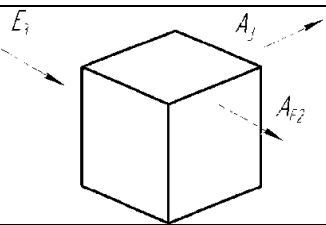
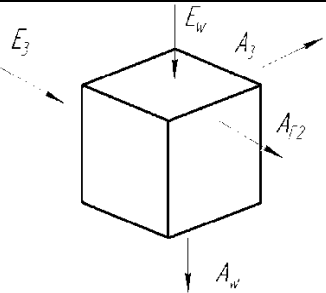
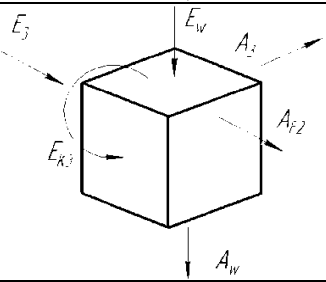
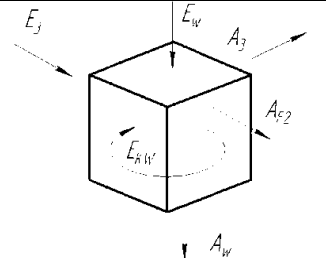
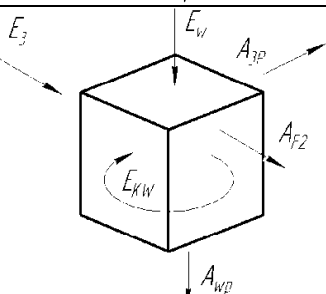


Рис. 6.2. Узагальнена кубічна модель енергетичних процесів, що відбуваються в ЗМ

Таблиця 6.2

Моделі енергетичних процесів, які відбуваються при різних станах і виконаннях ЗМ

№ п/п	Стан ЗМ	Модель	Умови рівноваги
1	Затиск при не обертовому шпинделі		$E_3 + A_{F2} + A_3 = 0$
2	Затиск при обертанні шпинделя без компенсування відцентрових сил		$E_3 + E_w + A_{F2} + A_3 + A_w = 0$
3	Затиск при обертанні шпинделя та компенсування відцентрових сил ззовні		$E_3 + E_w + E_{K3} + A_{F2} + A_3 + A_w = 0$
4	Затиск при обертанні шпинделя та компенсування відцентрових сил ззовні		$E_3 + E_w + E_{KW} + A_{F2} + A_3 + A_w = 0$
5	Різання затиснутої деталі з компенсування відцентрових сил ззовні		$E_3 + E_{wp} + E_{KW} + A_{F2} + A_{3p} + A_{wp} = 0$

На рис 6.2 E_3 – енергія, що підводиться і використовується для затиску; E_w – енергія, що відводиться і використовується для обертання шпиндельного вузла з ЗМ; E_k – додаткова енергія, що компенсує втрату сили затиску F_2 ; A_3 – втрати в ЗМ через тертя та дію відцентрових сил; A_w – втрати в приводі головного руху на

обертання шпинделя; A_{F2} – корисна робота затиску.

Застосування теплових потоків почали використовувати у високошвидкісних інструментальних затискних патронах [6]. Застосування електромагнітних полів в силових (енергетичних) потоках ЗМ є перспективним для верстатів з ЧПУ і механотронними системами, що заслуговує на особливу увагу при скороченні кінематичних ланцюгів і заміні механічних передач. Крім перерахованих можуть бути використані закон гомологічних рядів ЗМ з різними джерелами енергії та наступні принципи:

- топологічної інваріантності джерел поля;
- збереження пружно силовий симетрії;
- парності;
- десиметризації П. Кюрі;
- збереження генетичного коду;
- збереження базового виду механічних та інших перетворювачів енергії.

При втраті сили затиску F_2 під час обертання через дію відцентрових сил $F\omega$ невірніважених частин в сторону, протилежну силі F_2 , необхідно витратити додаткову енергію E_K , яка може бути від джерела затиску ззовні або від енергії $E\omega$, що забезпечує рівноважні відцентрові сили $F\omega$ зсередини. Окремі кубічні моделі енергетичних процесів при різному стані ЗМ наведено нижче.

Історія розвитку конструкції ЗМ токарних автоматів

Перший токарний автомат з магазином, із розподільчим валом, з плоскими і циліндричними кулачками був створений Спенсером (англ. Spenser) у 1873р. Перший револьверний прутковий автомат був створений у 1880р, який став прототипом для появи багатьох револьверних автоматів: Пратт Вітней (англ. Pratt and Whitney) в Америці, Пітлер (нім. Pittler) і Людвіг Леве (нім. Ludwig Lowe) в Німеччині. Флагманами виробництва верстатів у той час були «Reinecker», «Schiss», «Heimer und Pielz», «Waldrich», «Weisser». На території Російської імперії верстати спочатку виготовлялись на Тульському збройному заводі, в подальшому з'явилися заводи в Іжевську, Луганську та Москві.

Механізми автоматичного затиску заготовки токарних верстатів автоматичної дії теж розвивалися (табл. 6.3) в процесі еволюції поступово під тиском ідеї постійного підвищення техніко-економічних показників обробки. ПрЗ як один з головних елементів

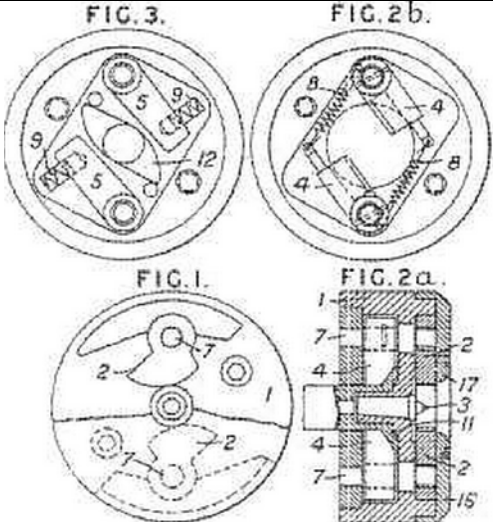
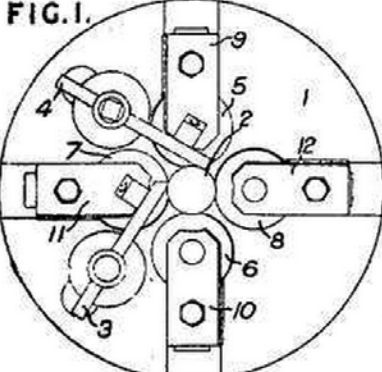
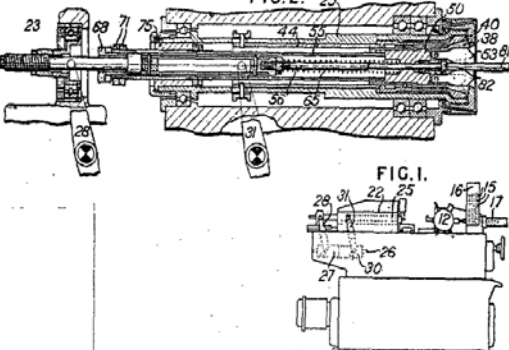
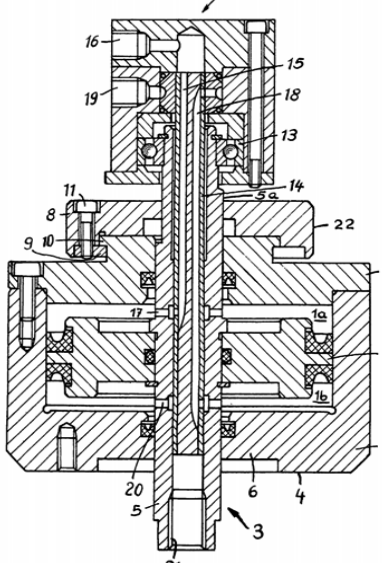
ЗМ в значній мірі визначає основні техніко-економічні характеристики процесу затиску та обробки і як наслідок верстата в цілому. Тому створення нових конструкцій автоматичних ЗМ і їх приводів на основі аналізу еволюції їх розвитку є актуальною проблемою. Для вирішення цієї проблеми, виникає необхідність у виявленні «історичної глибини» виникнення ЗМ автоматичної дії та його привода, особливостей подальшого їх розвитку та меж використання, дослідження конструктивних особливостей і встановлення переваг та недоліків цих механізмів на різних етапах їх розвитку. Це сприятиме створенню ЗМ, що відповідають вимогам сучасних токарних автоматів.

Аналіз послідовності патентування (табл. 6.3) конструкцій ЗМ (ПрЗ) показує, що в конструкціях ЗМ пруткових токарних верстатів автоматичної дії з початку їх виникнення здебільшого використовувалися два типи ПрЗ: механічні (різного виконання) та гідравлічні. Подальший розвиток ПрЗ та ЗМ вимагав подолання технічних протиріч між високою продуктивністю процесу обробки і якісними характеристиками затиску заготовки. Значно пізніше з'явилися електричні ПрЗ (використано п'єзоелектричний ефект) (табл. 6.3). Діалектика розвитку технічних систем і в тому числі ПрЗ полягає в тому, що в новому об'єкті поєднуються нові та відомі технічні рішення. За участю авторів були розроблені електро-механічні, гідро-механічні та електро-гідро-механічні ПрЗ, в тому числі з безконтактним підведенням енергії за рахунок електромагнітного поля та з використанням сил інерції [31].

Таблиця 6.3

Послідовність згадування ЗМ різних видів в патентних базах

Рік появи	Відомості патенту	Ілюстрація
1910	Bibliographic data: GB191000643 (A) — 1910-10-13 ★ In my patents list ✖ EP Register 📄 Report data error Improved Clamping Mechanism for Multiple Spindle Lathes. Page bookmark GB191000643 (A) - Improved Clamping Mechanism for Multiple Spindle Lathes Inventor(s): Applicant(s): LUDW LOEWE & CO AKT GES [DE]; DAVID MILLINGTON [DE]; CHRISTOFFE Classification: • international: B23B31/26 • cooperative: B23B31/26 Application number: GBD191000643 19100110 Priority number(s): GBT191000643 19100110	

1937	Bibliographic data: GB463227 (A) — 1937-03-24 ★ In my patents list ✕ EP Register ⓘ Report data error Improvements in lathe and like drivers Page bookmark GB463227 (A) - Improvements in lathe and like drivers Inventor(s): Applicant(s): PAUL FORKARDT KOMM GES [DE] ± Classification: - international: B23B31/12 - cooperative: B23B31/1261; B23B31/1284 Application number: GB19360016374 19360611 Priority number(s): DE1935F079526D 19350611 Also published as: DE661713 (C) Abstract of GB463227 (A)	
1948	Bibliographic data: GB605779 (A) — 1948-07-30 ★ In my patents list ✕ EP Register ⓘ Report data error ⚙ Pr Mechanism for effecting automatically in a lathe or like machine tool, the relative longitudinal feed movement between work pieces and the head or support carrying the tools Page bookmark GB605779 (A) - Mechanism for effecting automatically in a lathe or like machine tool, the relative longitudinal feed movement between work pieces and the head or support carrying the tools Inventor(s): Applicant(s): JACINTO SOLE BATLLORI ± Classification: - international: B23B29/16; B23Q7/05 - cooperative: B23B29/16; B23Q7/05 Application number: GB19440019714 19441012 Priority number(s): ES244650 19431105 Also published as: CH244650 (A) Abstract of GB605779 (A)	
1961	Bibliographic data: GB861516 (A) — 1961-02-22 ★ In my patents list ✕ EP Register ⓘ Report data error Improvements in chucks for automatic lathes Page bookmark GB861516 (A) - Improvements in chucks for automatic lathes Inventor(s): Applicant(s): HAHN EUGEN ± Classification: - international: B23B31/18 - cooperative: B23B31/18 Application number: GB19580041115 19581219 Priority number(s): DE1958I014421 19580215 Also published as: DE1120840 (B); CH369644 (A) Abstract of GB861516 (A)	
1967	Nr. 426 426 PATENTSCHRIFT  Nr. 426 426  Klassierung: 49 a, 27/04 Int. Cl.: B 23 b B 23 q SCHWEIZERISCHE EIDGENOSSENSCHAFT Gesuchsnummer: 8280/63 EIDGENÖSSISCHES AMT FÜR GEISTIGES EIGENTUM Anmeldungsdatum: 4. Juli 1963, 17½ Uhr Patent erteilt: 15. Dezember 1966 Patentschrift veröffentlicht: 15. Juni 1967 HAUPTPATENT Heinrich Schmid, Rapperswil und Hans W. Brudermann, Uitikon (Zürich) Spannvorrichtung für Spindelwerkzeugmaschinen Hans W. Brudermann, Uitikon (Zürich), ist als Erfinder genannt worden	

1971	Bibliographic data: GB1241182 (A) — 1971-07-28 ★ In my patents list ✎ EP Register 📄 Report data error CLAMPING CHUCK Page bookmark GB1241182 (A) - CLAMPING CHUCK Inventor(s): Applicant(s): CRI DAN [FR] ± Classification: - international: B23B31/12; B23B31/175; (IPC1-7): B23B31/16 - cooperative: B23B31/1253; B23B31/16195; B23B31/16212 Application number: GB19680045576 19680925 Priority number(s): FR19670123019 19671002 Also published as: US3560009 (A) BE721044 (A) FR1545815 (A) DE1800271 (A1) → DE1800271 (B2) Abstract of GB1241182 (A)	
1972	Союз Советских Социалистических Республик О П И С А Н И Е ИЗОБРЕТЕНИЯ К АВТОРСКОМУ СВИДЕТЕЛЬСТВУ Зависимое от авт. свидетельства № — Заявлено 21.X.1970 (№ 1485110/25-8) с присоединением заявки № — Приоритет — Опубликовано 07.VII.1972. Бюллетень № 21 Дата опубликования описания 25.VII.1972 УДК 62-229.303.4 (088.8) Автор изобретения Н. Н. Корниенко	
2009	(19) Bundesrepublik Deutschland Deutsches Patent- und Markenamt (10) DE 60 2004 011 908 T2 2009.03.15 (12) Übersetzung der europäischen Patentschrift (37) EP 1 604 774 B1 (21) Deutsches Aktenzeichen: 60 2004 011 908.3 (36) Europäisches Aktenzeichen: 04 102 660.0 (36) Europäischer Anmeldetag: 11.06.2004 (37) Erstveröffentlichung durch das EPA: 14.12.2005 (37) Veröffentlichungstag der Patentteilung beim EPA: 20.02.2008 (47) Veröffentlichungstag im Patentblatt: 19.03.2009 (73) Patentinhaber: Tornos S.A., Moutier, CH (74) Vertreter: Rechts- und Patentanwälte Lorenz Seidler Gossel, 80538 München (84) Benannte Vertragsstaaten: AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HU, IE, IT, LI, LU, MC, NL, PL, PT, RO, SE, SI, SK, TR (72) Erfinder: Paroz, Cedric, 2732 Salcourt, CH (54) Bezeichnung: Piezoelektrisch aktivierbare Spannzange	
2010	УКРАЇНА (19) UA (11) 47293 (13) U (51) МПК (2009) B23B 13/00 МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ ДЕПАРТАМЕНТ ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ ВЛАСНОСТІ ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ (54) ПРІСТРІЙ ДЛЯ ЗАТИСКУ ПРУТКОВОГО МАТЕРІАЛУ 1 2 (21) u200907924 (22) 27.07.2009 (24) 25.01.2010 (46) 25.01.2010, Бюл. № 2, 2010 р. (72) КУЗНЕЦОВ ЮРІЙ МИКОЛАЙОВИЧ, ПРИДА- ЛЬНИЙ БОРИС ІВАНОВИЧ, РЕДЬКО РОСТИСЛАВ ГРИГОРОВИЧ (73) ЛЬВІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІ- ВЕРСИТЕТ (57) Пристрій для затиску пруткового матеріалу, в шпинделі якого розташовані цанга та з'єднана з нею труба з рухомою приводною втулкою, а також електромагніт з якорем, який відірається тим, що якорь електромагніту виконано у вигляді щонай- менше двох сегментів циліндричних вантажів, при цьому котушки електромагніта жорстко з'єднані із шпиндельним барабаном, а якорь змонтований на шпинделі з можливістю одночасної силової взає- модії з шпинделем та приводною втулкою через передавальний-підсилювальний механізм.	

2011	УКРАЇНА (19) UA (11) 95323 (13) C2 (51) МПК (2011.01) B23B 15/00 B23B 13/10 (2006.01) МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ ДЕПАРТАМЕНТ ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ ВЛАСНОСТІ ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА ВИНАХІД (54) ПРИСТРІЙ ДЛЯ ЗАТИСКУ ПРУТКОВОГО МАТЕРІАЛУ 1 2 (21) а200906409 (22) 19.06.2009 (24) 25.07.2011 (46) 25.07.2011, Бюл.№ 14, 2011 р. (72) КУЗНЕЦОВ ЮРІЙ МИКОЛАЙОВИЧ, ПРИДАЛЬНИЙ БОРИС ІВАНОВИЧ, РЕДЬКО РОСТИСЛАВ ГРИГОРОВИЧ (73) ЛЬВІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ (56) EP 0475152 A2, 18.03.1992 SU 343774 A, 07.07.1972 SU 657917 A1, 25.04.1979 SU 1572754 A1, 23.06.1990 SU 764851 A1, 23.09.1980 SU 917924 A, 07.04.1982 SU 872038 A, 15.10.1981 UA 28411 U, 10.12.2007 DE 3709246 A1, 06.10.1998 (57) 1. Пристрій для затиску пруткового матеріалу, на шпінделі якого розташовані затисковий патрон та з'єднана з ним труба з рухомою приводною втулкою, який відрізняється тим, що пристрій оснащений додатково електроприводом, який виконаний у вигляді електроприводу, статор якого жорстко з'єднаний із шпіндельним барабаном, а ротор змонтований на шпінделі з можливістю односторонньої силової взаємодії з приводною втулкою та шпінделем, а також з можливістю обертально-поступального руху по гвинтовій поверхні шпінделя. 2. Пристрій за п. 1, який відрізняється тим, що для покращення силових характеристик електроприводу між ротором електроприводу та приводною втулкою встановлено передавально-підсилювальний механізм.	
2013	УКРАЇНА (19) UA (11) 79495 (13) U (51) МПК (2013.01) B23B 17/00 B23B 19/00 B23Q 3/00 ДЕРЖАВНА СЛУЖБА ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ ВЛАСНОСТІ УКРАЇНИ (12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ (21) Номер заявки: u 2012 11892 (22) Дата подання заявки: 15.10.2012 (24) Дата, з якої є чинними права на корисну модель: 25.04.2013 (46) Публікація відомостей: 25.04.2013, Бюл.№ 8 про видачу патенту: (72) Винахідник(и): Кузнецов Юрій Миколайович (UA), Придальний Борис Іванович (UA), Хамуйсла Жоаким Аугусто Герра (AG), Недобой Вадим Анатолійович (UA) (73) Власник(и): НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ "КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ", пр. Перемоги, 37, м. Київ-56, 03056 (UA)	
2013	УКРАЇНА (19) UA (11) 80481 (13) U (51) МПК (2013.01) B23B 19/00 B23B 17/00 ДЕРЖАВНА СЛУЖБА ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ ВЛАСНОСТІ УКРАЇНИ (12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ (21) Номер заявки: u 2013 00339 (22) Дата подання заявки: 10.01.2013 (24) Дата, з якої є чинними права на корисну модель: 27.05.2013 (46) Публікація відомостей: 27.05.2013, Бюл.№ 10 про видачу патенту: (72) Винахідник(и): Кузнецов Юрій Миколайович (UA), Придальний Борис Іванович (UA), Хамуйсла Жоаким Аугусто Герра (AG), Недобой Вадим Анатолійович (UA) (73) Власник(и): Кузнецов Юрій Миколайович, вул. Виборзька, 25, кв. 60, м. Київ, 03056 (UA)	
2013	УКРАЇНА (19) UA (11) 84924 (13) U (51) МПК (2013.01) B23B 17/00 B23B 19/00 ДЕРЖАВНА СЛУЖБА ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ ВЛАСНОСТІ УКРАЇНИ (12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ (21) Номер заявки: u 2013 03687 (22) Дата подання заявки: 26.03.2013 (24) Дата, з якої є чинними права на корисну модель: 11.11.2013 (46) Публікація відомостей: 11.11.2013, Бюл.№ 21 про видачу патенту: (72) Винахідник(и): Кузнецов Юрій Миколайович (UA), Придальний Борис Іванович (UA), Хамуйсла Жоаким Аугусто Герра (AG), Недобой Вадим Анатолійович (UA) (73) Власник(и): НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ "КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ", пр. Перемоги, 37, м. Київ-56, 03056 (UA)	
2015	УКРАЇНА (19) UA (11) 95863 (13) U (51) МПК (2015.01) B23B 13/00 ДЕРЖАВНА СЛУЖБА ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ ВЛАСНОСТІ УКРАЇНИ (12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ (21) Номер заявки: u 2014 07939 (22) Дата подання заявки: 14.07.2014 (24) Дата, з якої є чинними права на корисну модель: 12.01.2015 (46) Публікація відомостей: 12.01.2015, Бюл.№ 1 про видачу патенту: (72) Винахідник(и): Придальний Борис Іванович (UA), Усін Вадим Ігорович (UA) (73) Власник(и): ЛЬВІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ, вул. Львівська, 75, м. Львів, 43018 (UA)	

Таким чином, технічний рівень ЗМ і з часом підвищився завдяки впровадженню винаходів. Послідовність виникнення ПрЗ показує певні етапи еволюційних змін у розвитку ПрЗ, при цьому відкритим залишається питання про причини, які зумовили саме такий порядок їх виникнення та використання приведених типів ПрЗ в тих чи інших токарних автоматах.

В процесі еволюційного розвитку технологічного обладнання ПрЗ механічного та гідравлічного виконання почали гальмувати подальший розвиток технічних характеристик верстатів (продуктивність та якість обробки). Існуючі ПрЗ не забезпечували необхідну стабільність сил затиску при зміні частоти обертання шпинделя, параметричної надійності роботи при зміні частоти обертання, можливості більш точного їх балансування, умов їх розташування в складі швидкохідного шпиндельного вузла (ШВ) і силової взаємодії з іншими елементами верстата при передачі вхідного зусилля та ін.. При цьому система керування такими ПрЗ вимагала додаткових механізмів: розподільчі вали з важільними передачами, гідросистеми та ін... Це також ускладнювало внесення змін у цикл роботи ЗМ та інтеграцію таких систем керування у нові верстати. Ці протиріччя привели до появи нових класів високоефективних ПрЗ, які керуються від електронних систем, що полегшує їх інтеграцію у загальну систему управління верстатом. Прикладом може бути ПрЗ з безконтактною передачею вхідного зусилля за рахунок використання електромагнітного поля, який включає мінімальну кількість рухомих деталей: коротко замкнутий ротор електродвигуна та гвинтову передачу [32-34]. Отримані нові конструкції ПрЗ з покращеними експлуатаційними характеристиками сприяють розширенню області використання таких ПрЗ – електро-гідро-механічні ПрЗ доцільно використовувати також для затиску хвостового інструмента.

Фактори, що впливають на еволюційні зміни конструкції ПрЗ

В ході історичного розвитку ПрЗ та ЗМ їх структури набували нових ознак та властивостей (різні способи перетворення та підтримки вихідного зусилля), що з точки зору еволюції є процесами спадкової мінливості. В своїй основі ці зміни підвищували технічний рівень механізмів, техніко-економічні показники роботи та розширювали кількість структурних модифікацій (механічні, електричні, гідравлічні, комбіновані і т.д.) Відповідно до [1, 22, 30] в

еволюції технічних систем слід розрізняти спадкову (генотипічну) та не спадкову (модифікаційну) мінливість.

З точки зору генетичної концепції спадкова (генотипічна) мінливість є результатом генетичних змін, що виникли на «хромосомному» рівні під дією комбінативних механізмів схрещування, реплікації, інверсії, кросинговеру та мутації. В результаті таких змін виникли нові структури ПрЗ і ЗМ.

Модифікаційна мінливість ПрЗ та ЗМ відбувалася як результат конструктивних удосконалень існуючих структур ПрЗ, використання нових матеріалів для виготовлення їх елементів (з метою зменшення ваги, збільшення міцності, зносостійкості і т.д.), використання нових технологій виготовлення та проектування (наприклад зменшення габаритів за рахунок більш раціонального розміщення їх елементів). Ці зміни вплинули лише на технічний рівень та техніко-економічні показники, не змінивши структури ПрЗ тобто забезпечили оптимальний варіант технічної реалізації заданої цільової функції структури ПрЗ.

У будь якому випадку процес історичного розвитку ПрЗ є керований людиною, оскільки саме людина визначає напрям розвитку та створює у міру своїх можливостей необхідні для цього умови. Можливості людей у забезпеченні розвитку антропогенних систем звичайно обмежуються різними факторами. Серед таких факторів вагому роль мають стан науки та економіки. Зокрема розвиток інформаційних технологій впливає на швидкість прийняття обґрунтованих технічних рішень через збір, накопичення, відбір і обробку інформації та визначає темпи еволюції антропогенних систем в тому числі і ПрЗ. Науково-технічні досягнення впливають на рівень впровадження інновацій та є вагомими рушійними чинниками.

Особливості еволюційних процесів розвитку ПрЗ

Відповідно до [1, 22, 30] еволюцію ПрЗ можна розглядати як процес поступового виникнення об'єктів (породжувальних структур) базових видів ПрЗ (з певним набором суттєвих ознак та цільовою функцією) та подальшого поступового розвитку кожного з них. Еволюція довільного виду ПрЗ розпочинається з появою першої структури, принцип дії і генетичні ознаки якої в процесі розвитку успадковуються нащадками в межах цієї структури ПрЗ. Такі структури будемо називати породжувальними по відношенню до потенційно можливої різноманітності (множини) конструктивних

варіантів реалізації заданої структури. За суттєвими ознаками та цільовою функцією можна ідентифікувати породжувальну структуру в загальній «генетичній класифікації» ПрЗ – чітко визначити кластер існування породжувальної структури та її «нащадків». В задачах структурного синтезу гібридних а багатоелементних різновидів ПрЗ породжувальними структурами можуть бути складні функціонально визначені структурні композиції ПрЗ. Вибір породжувальної структури та рівень їх подання визначаються цільовою функцією задачі пошуку нових ПрЗ. З точки зору «генетичної» концепції розвитку ПрЗ та ЗМ структур поняття породжувальної структури визначальне по відношенню до таких системних категорій як вид, популяція, покоління, рід або родина. В реальних умовах виникнення та розвиток нового виду ПрЗ або ЗМ систем можливе лише за умови виникнення породжувальної структури. Задача визначення кількісного та якісного складу породжувальних структур – ключова в методології генетичного та еволюційного синтезу структур ПрЗ.

Процеси розвитку ПрЗ та ЗМ характеризуються збільшенням чисельності популяції, ускладненням їх структури та поширенням області функціонування (верстати різних різної степені автоматизації з різними схемами формоутворення та ін.), що з часом може призвести до виділення в окремий підвид або вид ПрЗ. Внутрішньо видові процеси еволюції ПрЗ це процеси технічного вдосконалення «генетично» споріднених груп ПрЗ, наприклад, удосконалення механічних, електричних чи гідравлічних ПрЗ, що виникли як новий вид ПрЗ на певному етапі еволюційного розвитку. Такі внутрішньовидові зміни спричинені факторами адаптації до зростаючих вимог техніко-економічного характеру і конкурентної боротьби. Рушійною силою та регулятором цих змін є людський відбір кращих конструкцій ПрЗ в межах даного виду (структури) за ознакою оптимальності технічної реалізації заданої цільової функції структури ПрЗ. Ці процеси відносяться до мікроеволюційних і пояснюються цільовою спрямованістю прикладних інженерних задач при проектуванні конструкцій ПрЗ. Отже, основні задачі мікроеволюції ПрЗ спрямовані на пошук, створення та удосконалення конкретних об'єктів (ПрЗ) в межах «хромосомного набору» даного виду і регулюються через механізми адаптації, добору та конкуренції, тоді як процес формування серії (популяції) ПрЗ та динаміка їх вдосконалення в межах заданої структури формують основу поняття мікроеволюції.

Основна кількість задач, котрі вирішувалися до цього часу у сфері розробки ПрЗ та ЗМ, належить до класу, що обмежуються мікроеволюційними, тобто об'єктними (удосконалення та створення нових зразків ПрЗ) та популяційними (створення нових серій) дослідженнями прикладного характеру. Моделювання мікроеволюційних процесів містить два характерних етапи. На першому етапі визначається множина «породжувальних» структур, що містить «хромосомний набір» даного виду і фактично являється сукупністю його типових представників. Другий етап пов'язаний з удосконаленням конструктивного або технологічного характеру з метою забезпечення оптимального варіанту технічної реалізації цільової функції ПрЗ певної структури. На цьому етапі ключову роль відіграють інновації (нові матеріали, технології обробки та ін.). Усе сказане дає підстави для наступного узагальнення. Моделі мікроеволюції відтворюють процеси внутрішньовидової фенотипічної мінливості ПрЗ та вказують напрями вдосконалення в межах заданої структури механізму на рівні підвидів та популяцій (серій). Вони дозволяють здійснювати аналіз ефективності застосування інновацій в області технічної реалізації ПрЗ в межах певної структури, оскільки результат їх впровадження впливає на «живучість» конкретного ПрЗ. Отримана інформація може використовуватися для побудови алгоритмів «генетичного» синтезу ПрЗ з покращеними експлуатаційними характеристиками.

Рушієм макроеволюційних процесів в галузі розробки ефективних ЗМ та ПрЗ є фундаментальні дослідження, тобто дослідження в напрямку створення нових структур. Тому задачі створення нових видів ПрЗ потребують як мінімум детального розгляду еволюції структур. Макроеволюційні процеси мають значну протяжність в часі, тому їх можна дослідити шляхом аналізу історичної та патентної інформації. В результаті таких досліджень можна виявити час виникнення, принцип дії, цільову функцію «породжувальних» структур ПрЗ базового виду. Отримані дані можуть бути використаними для побудови моделі макроеволюції ПрЗ, що є вагомим інструментом методології дослідження видоутворення ПрЗ. Моделі за допомогою яких можна досліджувати процеси появи нових видів ПрЗ доцільно назвати моделями видоутворення. За допомогою моделей видоутворення можна визначити «область існування» породжувальних структур ПрЗ та зробити прогноз (передбачення) щодо існування неявних (інформація

про які відсутня на даному етапі розвитку) видів ПрЗ, а також оцінити три основних етапи розвитку виду ПрЗ: виникнення, продуктивний розвиток та сповільнення (занепад).

Якщо пошук нових класів (кластерів в генетичній класифікації) ПрЗ здійснювати з використанням «генетичного підходу» то імовірно, що швидкість проходження процесів макроеволюції ПрЗ буде більшою – в ідеалі всі вузлові події «еволюційного розвитку» будуть відбуватися на дуже короткому проміжку часу. Еволюційні процеси такого типу в реальних умовах розвитку не можливі. Наявність такого характеру макроеволюційного процесу свідчить про його штучне походження, результати якого можна отримати лише на основі виконання еволюційної методології спрямованого пошуку і генерації структур ПрЗ.

Відповідно до патентних досліджень (табл. 6.3) період еволюційних змін конструкції ПрЗ та появи нових видів триває майже століття. При цьому кінцева частина цього періоду відзначається різким збільшенням частоти появи нових видів (структур) ПрЗ. За участі авторів процес генерації базових структур та їх патентування відбулися спрямовано. Також з табл. 6.3 можна припустити, що гібридні (електромеханічні та гідро - електромеханічні та ін..) структури ПрЗ знаходяться в стадії продуктивного розвитку.

6.2. Опис затискних механізмів з різними силовими потоками на різних рівнях складності структури

Для опису ЗМ на хромосомному рівні необхідно використовувати елементарний силовий потік, вводячи для різних варіантів кількості силових потоків їх комбінацію в залежності від поставленого завдання, характеристик об'єкта затиску (ОЗ) і розташування робочої зони обробки по відношенню до нього, що залежить від технологічних можливостей верстата і конструкції його елементів і, в першу чергу ШВ, наявності додаткових пристроїв на лінії шпинделя (осі ОЗ): задньої бабки (ЗБ), люнета (ЛН) та інших пристроїв пвдтримки і напрямки довгомірного ОЗ - прутка, труби, вала, дроту, згорнутого в бунт.

Для затиску суцільного ОЗ різної довжини (рис. 6.3, а) число силових потоків при одинарному затиску визначається з морфологічної матриці з урахуванням входу і виходу:

$$M_{СП} = \begin{bmatrix} F_{x1} \\ F_{x1} \\ F_{y1} \\ M_{x1} \\ M_{y1} \\ M_{y1} \end{bmatrix} \wedge \begin{bmatrix} F_{x2} \\ F_{y2} \end{bmatrix},$$

яка дає варіантів $N_{СП} = 7 \cdot 2 = 14$.

При обертанні ОЗ, затиснутого зовні, через відцентрових сил F_{ω} неврівноважених частин затискних елементів (ЗЕ) відбувається зменшення вихідний сили F_{y2} до сили $F_{y2\omega}$, залежної від ряду факторів [17, 19]. Для затиску пустотілого ОЗ (рис. 6.3, б) число силових потоків при одинарному затиску збільшується і визначається морфологічної матрицею, що дає варіанти:

$$M_{ПТ} = \begin{bmatrix} F_{x1} \\ F_{x1} \\ F_{y1} \\ F_{y1} \\ M_{x1} \\ M_{x1} \\ M_{y1} \\ M_{y1} \end{bmatrix} \wedge \begin{bmatrix} F_{x2} \\ F_{y2} \\ F_{y2} \end{bmatrix},$$

Якщо не враховувати напрям дії сил і моментів на вході, користуючись принципом симетрії [8, 10], число варіантів для опису на хромосомному рівні скоротиться, тобто

$$M'_{СП} = \begin{bmatrix} F_{x1} \\ F_{y1} \\ M_{x1} \\ M_{y1} \end{bmatrix} \wedge \begin{bmatrix} F_{x2} \\ F_{y2} \end{bmatrix},$$

$$M'_{ПТ} = \begin{bmatrix} F_{x1} \\ F_{y1} \\ M_{x1} \\ M_{y1} \end{bmatrix} \wedge \begin{bmatrix} F_{x2} \\ F_{y2} \\ F_{y2} \end{bmatrix},$$

що в першому випадку дає $N'_{СП} = 8$ варіантів, а в другому $N'_{ПТ} = 12$ варіантів.

Будь-який енергетичний (силовий) потік в ЗМ може здійснюватися за допомогою механічних кінематичних ланцюгів, електромагнітних, магнітних та ін. полів, що виключають кінематичні ланцюги.

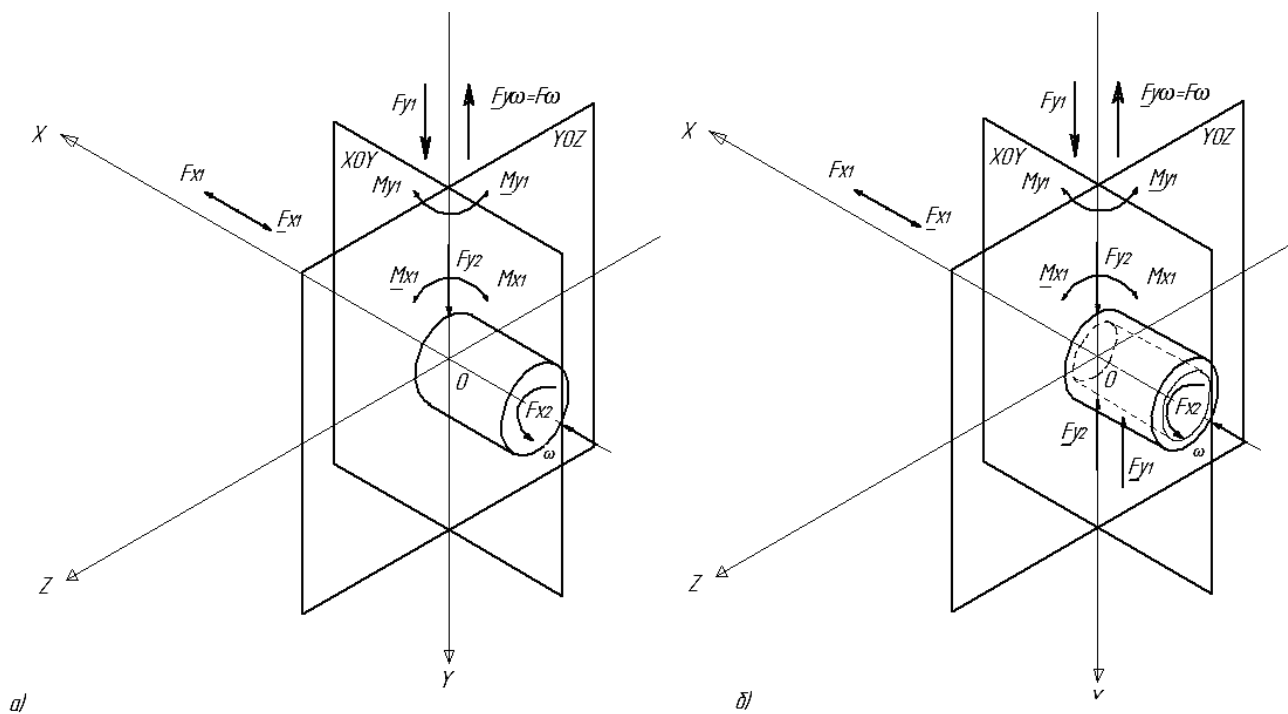


Рис.6.3. Узагальнені моделі силових потоків при затиску циліндричної деталі: а - суцільної, б- порожньої

При наявності механічних кінематичних ланцюгів силовий потік може характеризуватися наступними трьома характеристиками:

- 1) коефіцієнтом підсилення K_y , як відношення вихідної сили затиску F_2 до вхідних навантажень (сили F_1 або моменту M_1);
- 2) передавальним відношенням U , як відношення швидкості (переміщення) ЗЕ на виході до швидкості (переміщення) на вході від джерела енергії (ДЕ) або приводу затиску (ПрЗ);
- 3) коефіцієнтом корисної дії (ККД) η , як відношення енергії, що витрачається до корисної енергії затиску.

За відсутності кінематичних ланцюгів силовий потік характеризується тільки ККД.

При наявності механічних кінематичних ланцюгів та інших полів, використовуються всі характеристики, але з урахуванням

ділянок силового потоку при послідовній, паралельно-послідовній і паралельній передачі енергії.

У практиці використовується до двох, а іноді і більше, силових потоків, що залежить від кількості входів і виходів ($n_{ex} = 1, 2, n_{vbx} = 1, 2$).

Таким чином для поширених випадків можливі наступні 4 випадки (рис. 6.4):

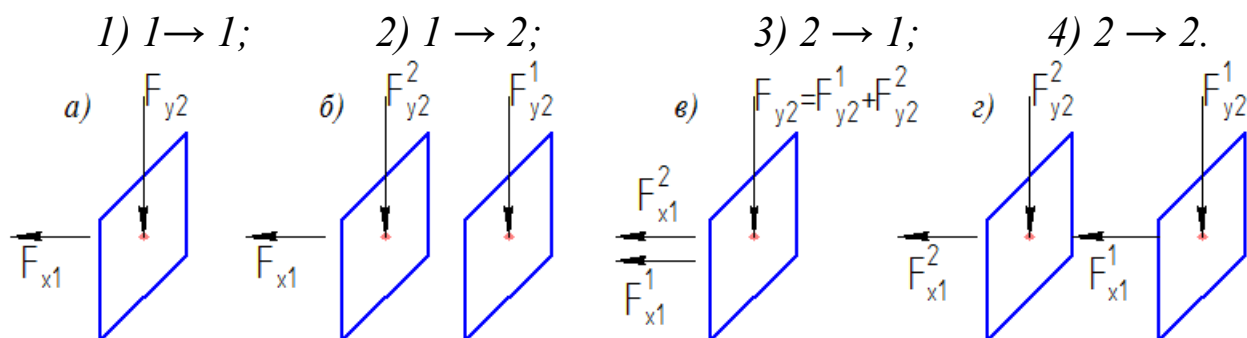


Рис. 6.4. Варіанти силових потоків при одному (а, в) і двох (б, з) виходах радіальної сили затиску F_{y2}

Для зовнішнього радіального затиску з силою F_{y2} суцільного ОЗ у разі 1 буде $N_1 = 7 \cdot 1 = 7$ варіантів, у випадку 2 – $N_2 = 7 \cdot 2 = 14$ варіантів, у випадках 3 і 4 $N_3 = N_4 = 7 \cdot 7 \cdot 1 = 49$ – варіантів.

З урахуванням розташування місць затиску-виходу силових потоків при одноопорній і двухопорній схемах затиску ОЗ, довжина яких більше діаметру, можливі варіанти виходу сил:

з однієї сторони (код 10);

з двох сторін (код 11);

в центрі (код 00).

При цьому морфологічна матриця силового виходу буде:

$$M_{EX} = \left| \frac{F_{x2}^1}{F_{y2}^1} \right| \wedge \left| \frac{F_{y2}^2}{0} \right| \wedge \begin{vmatrix} 10 \\ 11 \\ 00 \end{vmatrix},$$

а число варіантів $N_{EX} = 2 \cdot 2 \cdot 3 = 12$; деякі з них показані на рис. 6.5 із кортежами:

а) $F_{y2}^1 - 0 - 10$;

б) $F_{y2}^1 - F_{y2}^2 - 10$;

в) $F_{y2}^1 - F_{y2}^2 - 11$;

- з) $F_{x2}^1 - 0 - 10$;
- д) $F_{x2}^1 - F_{y2}^2 - 10$;
- е) $F_{y2}^1 - F_{y2}^2 - 11$;
- ж) $F_{y2}^1 - F_{y2}^2 - 11$;
- з) $F_{y2}^1 - F_{y2}^2 - 00$

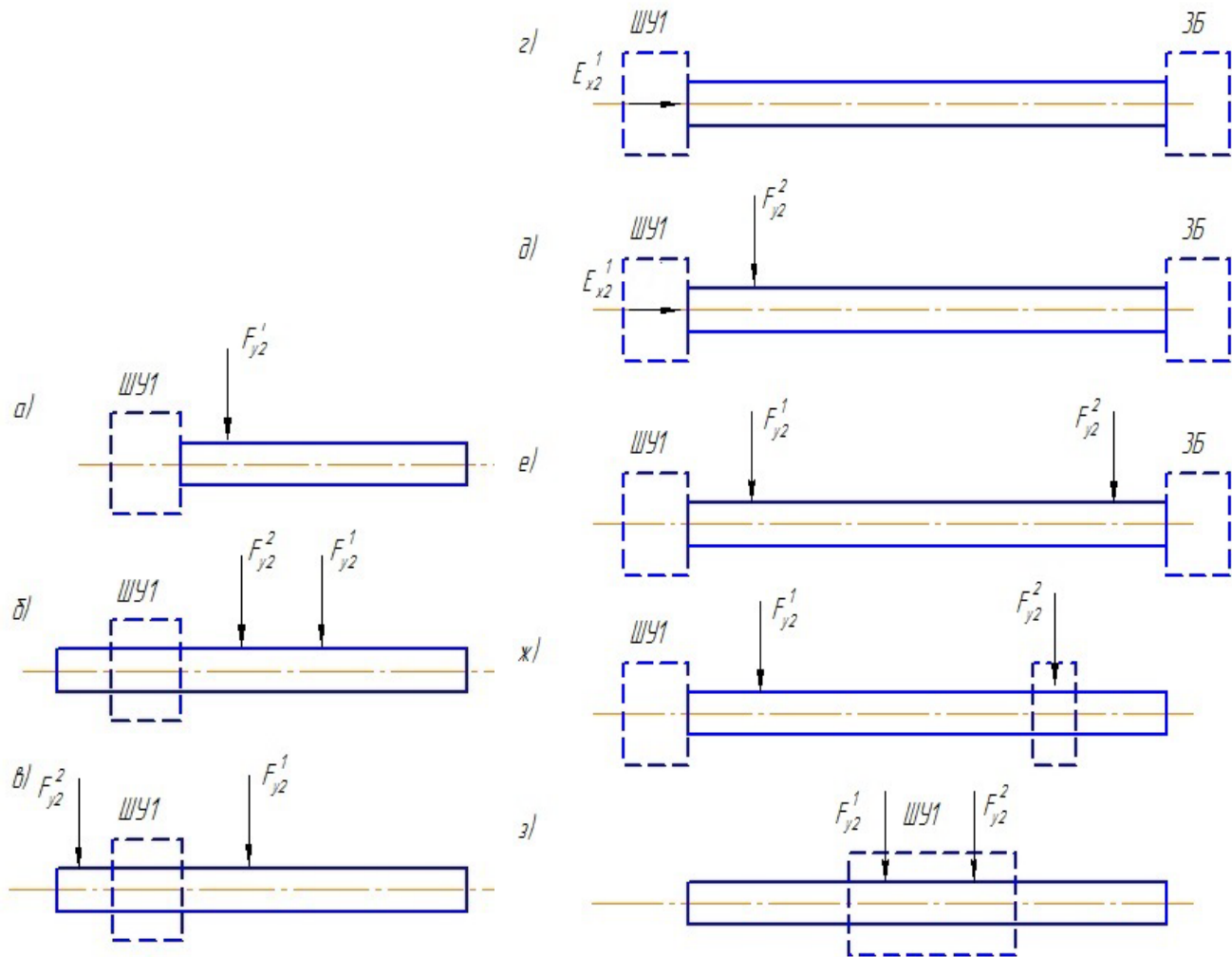


Рис. 6.5. Варіанти виходу силових потоків при затиску обертової довгомірної деталі (ОЗ): ШЧ1 – основний шпиндельний вузол; ШЧ2 – додатковий шпиндельний вузол: ЗБ – задня бабка

На об'єктному рівні для замикання силового потоку в якості хромосоми-спадкоємця використовується елементарний силовий контур ЗП, який може бути замкненим (відкритим і закритим) в площині, перпендикулярній осі обертання Х шпинделя (ЗП, ОЗ) (рис. 6.6) при затиску зовні (рис. 6.6, а), зсередини (рис. 6.6, б),

розімкненим – при торцевому затиску уздовж осі обертання (рис.6.6,в) і комбінованим об'ємним (рис.6.6,г).

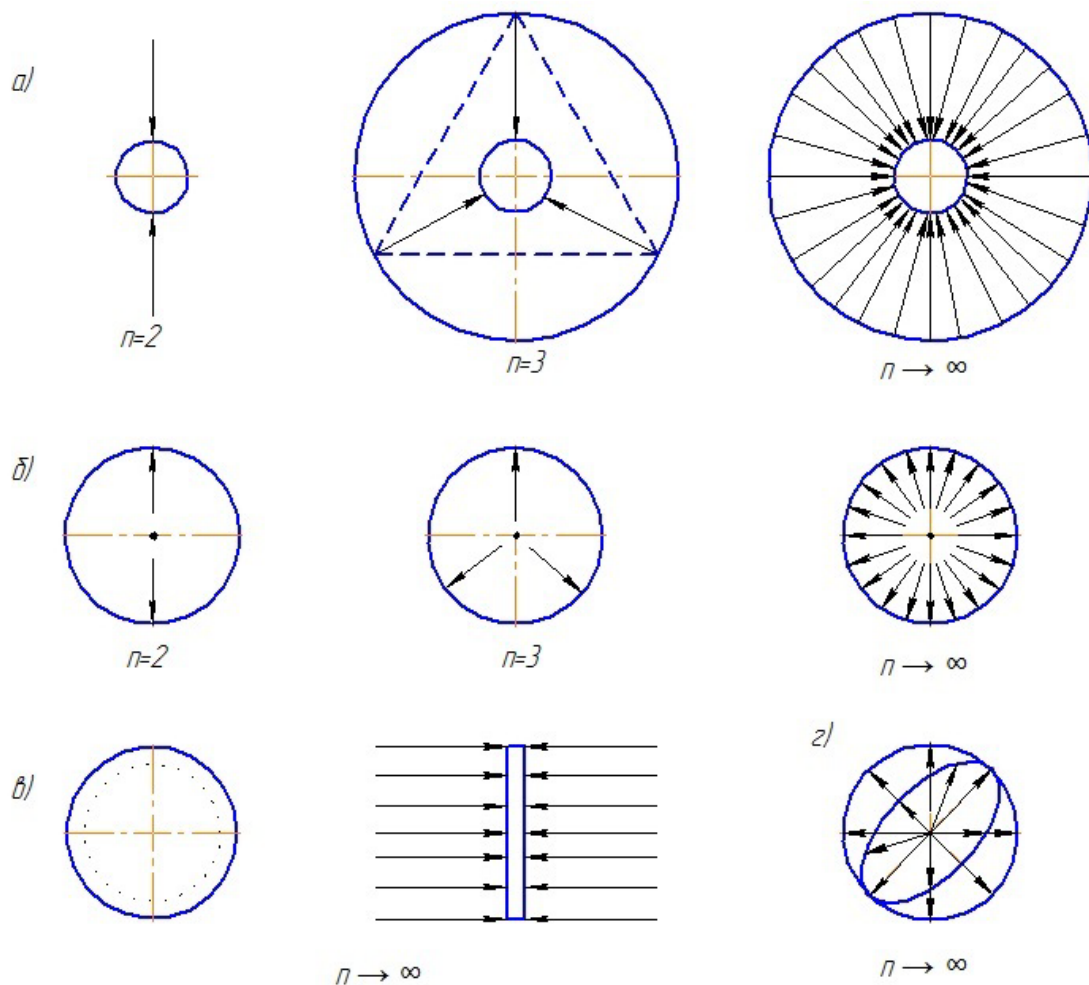


Рис. 6.6. Силві контури з різним замиканням сил (n - кількість елементарних сил, нормальних до поверхні контакту 3Е і ОЗ)

6.3. Опис приводів затиску з різними перетворювачами сили і енергії та видом передаючого середовища

Як відомо [11], структура ПрЗ є трьохмірною, що забезпечує багатоваріантність можливих просторових компоновок та різноманіття форм і кількості активних елементів та силових потоків. Отже структура ПрЗ визначається просторовою геометрією і топологією взаємозв'язаних силових контурів та силових потоків. Тому вивчення принципів структурної організації ПрЗ безпосередньо пов'язане з аналізом просторової геометрії силових контурів, що визначає вид, порядок розміщення та взаємну орієнтацію силотрансмітуючих та силотрансформуючих елементів. Відповідно з положеннями генетико-морфологічного підходу [1, 13] до створення

та розвитку технічних об'єктів, ПрЗ можна описувати на різних рівнях складності: генетичному, хромосомному, об'єктному, видовому, популяційному, системному, міжсистемному.

Відповідно до генетичного підходу та міркувань викладених в [25] для опису ПрЗ на хромосомному рівні необхідно використовувати елементарний силовий потік, враховуючи що:

1. Силкових (енергетичних) потоків може бути кілька за входами і виходами.

2. Вхідні та вихідні силові потоки можуть бути однаковими та різними і складатися з обмеженої кількості їх видів та обмеженого набору варіантів просторового розташування (координатних рухів).

3. Силові потоки можуть бути з зовнішнім джерелом енергії переважно і внутрішнім джерелом рідше (використання відцентрових сил, магнітного поля, сил пружності, тощо).

4. З'єднання окремих силових потоків може бути послідовним, паралельним, паралельно-послідовним.

5. Між входом і виходом силового потоку ПрЗ є різні перетворювачі, але їх кількість обмежена (наприклад, до механічних перетворювачів відносяться важільні, клинові, плунжерні, спіральні, зубчасті, гвинтові, пружні).

6. Можлива комбінація перетворювачів в силових потоках ПрЗ і ЗП, а можливий один перетворювач для ЗМ, коли функції ПрЗ виконує сам ЗП.

7. Передача та перетворення (трансформація) силових потоків може відбуватися у різних середовищах (твердих, плинних, сипучих, рідинних, повітряних, електромагнітних, магнітострикційних, біологічних та інших поки нам невідомих).

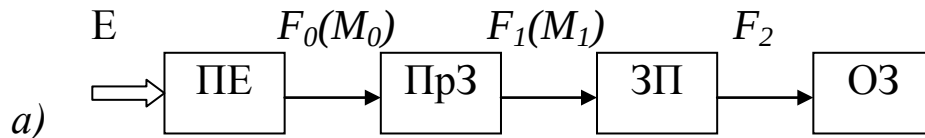
Основними критеріями, що визначають структурну організацію ПрЗ в його виконавчій частині, є характеристики перетворювачів енергії, що змінюють характеристики вхідного силового потоку (зусилля) у відповідності до певних законів, чим забезпечують появу та підтримку напруженого стану (силового поля) ЗМ за заданим законом функціонування механізму. Отже, концептуально ПрЗ є проміжним перетворювачем силових потоків (енергії у формі силового потоку) між джерелом і перетворювачем енергії ПЕ і ЗП (рис. 6.7, а).

Умовно кажучи, якщо абстрактно уявити ЗМ, якого ще не існує, але який треба створити, то модель силових (енергетичних) потоків буде складатися з двох елементарних потоків: один в ПрЗ $F_0(M_0)$ –

$F_1(M_1)$, а другий в ЗП $F_1(M_1) - F_2$ без вказівки координатного напрямку сил (моментів) на вході і виході. Тоді повний потік від джерела енергії E через перетворювачі ПЕ до об'єкта затиску (ОЗ) запишеться у вигляді генетичної формули ЗМ – взаємодії трьох матеріальних точок (генів O, O_1, O_2) (рис. 6.7, б)

$$F_0(M_0) - F_1(M_1) - F_2,$$

де на хромосомному рівні для ПрЗ генетичний код буде $F_0(M_0) - F_1(M_1)$, а для ЗП – $F_1(M_1) - F_2$.



$Bx_{id} O d^0$ (enter) $Bx_{id} - vix_{id} O d^1$ (enter – exit) $Bux_{id} O d^2$ (exit)

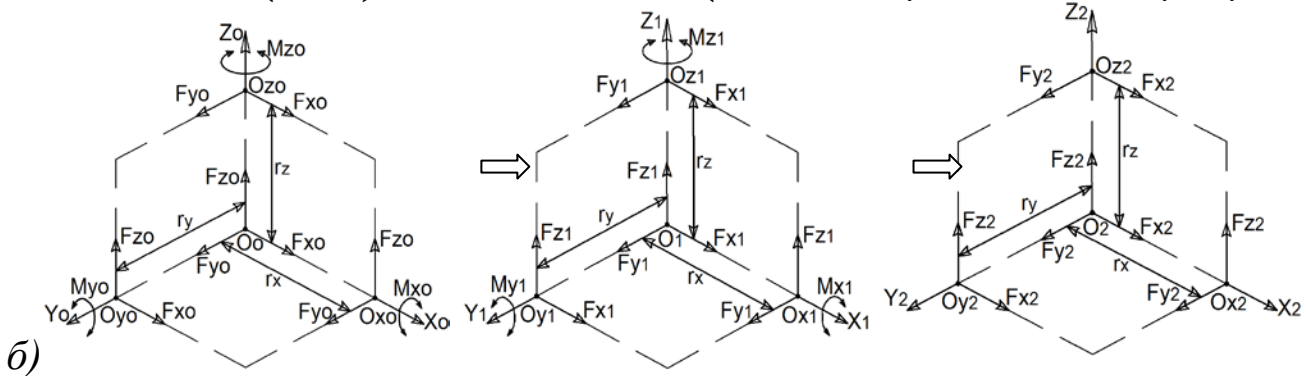


Рис. 6.7. Узагальнені структура (а) і модель силових (енергетичних) потоків (б) в затискному механізмі: E – джерело енергії; ПЕ – перетворювач енергії; ПрЗ – привод затиск; ЗП – затискний патрон; ОЗ – об'єкт затиску

Як для ЗП на об'єктному рівні елементарний силовий контур може бути замкнений відкритий, замкнений закритий, розімкнений і комбінований, так і в ПрЗ елементарний силовий контур може бути із замиканням: силовим не пружним (відкритий контур, що завжди пов'язаний з джерелом і перетворювачем енергії); силовим пружним (за рахунок потенційної енергії пружного елемента, наприклад, пакету тарілчастих пружин); геометричним при відключенні від джерела енергії і натягом пружної системи механізм; фрикційним із само загальмовуванням; комбінованим [17].

Силовий контур позначається цифрами 1, 0 зверху після запису генетичного коду в прямих дужках (табл. 6.4).

Позначення силового контуру

Привод затиску	
Вид замикання	Позначення
Геометричне	[1]
Фрикційне	1
Силове не пружне	0
Силове пружне	[0]
Комбіноване – геометрично-силове не пружне	[1],0; 0,[1]
Комбіноване – геометрично-фрикційне	[1],1; 1,[1]
Комбіноване – геометрично-силове пружне	[1],[0]; [0],[1]
Комбіноване – фрикційно-силове пружне	1,[0]; [0],1
Комбіноване – фрикційно-силове не пружне	1,0; 0,1

За видом енергії силових потоків, що використовується ПрЗ можуть бути: механічні, електромагнітні, рухомих середовищ (гідропневмо) та їх комбінації, що визначає вид енергетичних потоків (взаємодія твердих тіл, електромагнітна взаємодія, тиск рухомих середовищ) [25]. Таким чином в ЗМ і, зокрема в ПрЗ, можливе використання різних середовищ і полів в силових потоках з наступними позначеннями:

MSB (mechanical solid body) – механічні передачі і перетворювачі за допомогою твердих тіл;

EMF (electromagnetic field) – електромагнітні поля, що діють безпосередньо або в складі (структурі) електромеханічних систем передачі і перетворення;

LFM (liquid flowing medium) – рідинно-плинні та в'язкі середовища для передачі та перетворення (зміни параметрів потоку);

AVM (air and vacuum medium) – газові (повітряні) середовища для передачі і перетворення, в тому числі вакуум;

CMF (constant magnetic field) – магнітні поля притягання та відштовхування;

TRF (thermal field) – теплові потоки, що спричиняють сили теплового розширення (звуження) речовини;

CFF (centrifugal force) – відцентрові сили при обертанні незрівноважених мас (частин).

На даному етапі розвитку ЗМ верстатів токарної групи найбільшого поширення набули ПрЗ механічного виконання. У своїй виконавчій частині (ППМ) існуючі ПрЗ механічного виконання мають геометричні праобрази (моделі), кількість видів яких є обмежена (рис. 6.8): важільні, клинові, плунжерні, спіральні, зубчасті, гвинтові, пружні. Кількість перетворювачів силових потоків та їх видів (з числа вище перерахованих) може бути різною та комбінуватися. Відповідно у ПрЗ механічного виконання можуть існувати вхідні та вихідні силові потоки у вигляді сил та моментів сил. Очевидною є можливість існування ПрЗ, силові потоки яких розташовуються у тримірному просторі і мають інший набір координатних рухів. Для виявлення нових видів ПрЗ доцільно провести аналіз можливих варіантів просторового розташування та взаємної орієнтації вхідних та вихідних силових потоків.

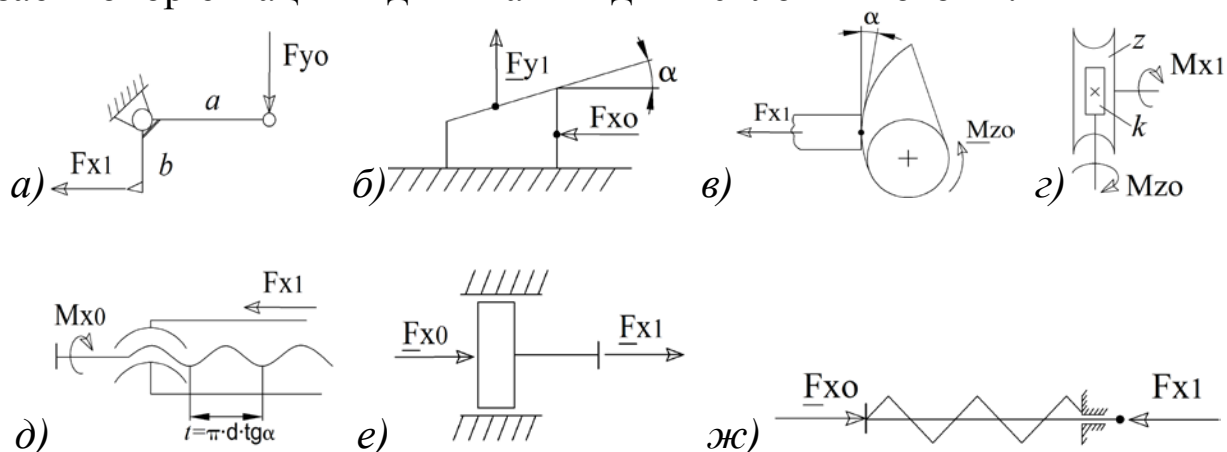


Рис. 6.8. Варіанти механічних перетворювачів енергії ПрЗ токарного автомата: а – важіль (LV); б – клин (WD); в – спіраль (SP); г – зубчата передача (GR); д – гвинт (SC); е – плунжер (PL); ж – пружина (SR).

Оскільки в токарних автоматах вихідна ланка ПрЗ знаходиться завжди у шпинделі, що обертається разом із ЗП, доцільно сили і моменти позначати в циліндричній системі координат замість декартової системи (в дужках згідно рис. 6.7), тобто:

$F_a(F_x)$ – осьове зусилля вздовж осі обертання шпинделя (ОЗ);

$F_r(F_y)$ – радіальне зусилля, перпендикулярне осі обертання ОЗ;

$F_t(F_z)$ – тангенціальне зусилля, дотичне до циліндричної поверхні обертання ОЗ;

$M_a(M_x)$ – момент навколо осі обертання ОЗ;

$M_r(M_y)$ – момент навколо осі (радіуса), перпендикулярної до осі обертання ОЗ;

$M_t(M_z)$ – момент навколо осі, дотичної до циліндричної поверхні обертання ОЗ.

Породжувальну систему елементарних силових (енергетичних) потоків можна представити у вигляді двох матриць [25] наповнених «генетичною інформацією», де кожному елементу однієї (вхідної) M_{EN} матриці ставиться у відповідність певний елемент іншої (вихідної) M_{EX} за правилами, котрі визначаються законами функціонування механізму. Такий варіант представлення можливих «генетичних» інформаційних моделей ПрЗ є не дуже зручним для пошуку нових структур ПрЗ тому, що вміщує велику кількість «не придатних» для дійсного стану розвитку технологічного обладнання варіантів із загальної кількості – $N_f = 12 \cdot 12 = 144$. Для ПрЗ існуючого технологічного обладнання для тіл обертання можливими є варіанти, що представлені матрицею:

$$M'_{EN} = \begin{vmatrix} \pm F_{a0} \\ \pm F_{r0} \\ \pm F_{t0} \\ \pm M_{a0} \\ \pm M_{r0} \\ \pm M_{t0} \end{vmatrix} \Rightarrow M'_{EX} = \begin{vmatrix} \pm F_{a1} \\ \pm M_{a1} \end{vmatrix},$$

що дає $N'_f = 12 \cdot 4 = 48$.

6.4. Морфологічний синтез приводів затиску

На основі виконаного аналізу впливу різних факторів на працездатність ПрЗ при роботі на високих частотах обертання та сучасних вимог до їх роботи шляхом структурно-схемного синтезу із застосуванням системно-морфологічного підходу [4, 8, 9] створено нові схем ПрЗ. Для цього складена морфологічна модель у вигляді морфологічної таблиці (табл. 6.5), що містить в собі обмежену кількість елементів ПрЗ та зв'язків між ними – основні морфологічні признаки об'єкта. При цьому таблиця побудована таким чином, що в стрічках представлені морфологічні ознаки елементів ПрЗ і зв'язки між ними, а в стовбцях – альтернативи кожної ознаки без їх критичного розгляду. Обрані наступні основні морфологічні ознаки: робоче середовище, кількість та вид перетворювачів енергії, вузол керування, структура механізму, тип замикання та конструкція ППМ, наявність пружної та регулюючої ланок, вид зв'язку із ЗП, тип

елементів, що здатні підвищувати силові характеристики механізму при роботі на високих частотах обертання. Склад морфологічної таблиці може розширюватися за рахунок нових альтернатив кожної ознаки, а при появі нової інформації – за рахунок додаткових ознак. Представлений варіант морфологічної моделі отримано внаслідок виділення функціонально важливих елементів з метою не створювати у моделі несуттєву інформацію, яка ускладнює вибір корисної. Морфологічна модель ПрЗ (табл. 6.5) також представлена у вигляді морфологічних матриць M_{PP}^{Π} , що утворюються шляхом цифрового зазначення відповідних альтернатив вміщених у розділах морфологічної таблиці. Тобто в загальному випадку схему ПрЗ можна представити як $M_{PP} = |M_{DE}| \wedge |M_{KEP}| \wedge |M_{Pr3}| \wedge |M_{3B}|$. Повна кількість варіантів конструктивних схем ПрЗ (сполучень, альтернатив) вміщених в морфологічну матрицю є дуже великою $N_{\Pi}=4478976$, що тяжко піддається повному перебору та вимагає багато часу для вибору найкращих рішень. Якщо обмежити кількість видів виконання конструктивних елементів та виділити найбільш прийнятні то морфологічна матриця в цьому випадку буде дещо спрощеною (усіченою) $M_{PP}^{\vee}$ і загальна кількість можливих варіантів (рішень) схем стане значно меншою $N_{\Pi}^{\vee}=61440$ (на два порядки).

Морфологічні матриці систем приводів затискного механізму:

$$\text{повна } M_{PP}^{\Pi} = \left(\begin{array}{ccc|c} 1.1 & 2.1 & 3.1 & 4.1 \\ 1.2 & 2.2 & 3.2 & 4.2 \\ 1.3 & 2.3 & 3.3 & 4.3 \\ 1.4 & 2.4 & 3.4 & 4.4 \\ 1.5 & & 3.5 & 4.5 \\ 1.6 & & 3.6 & 4.6 \end{array} \right) \wedge \left(\begin{array}{ccccc} 5.1 & 6.1 & 7.1 & 8.1 & 9.1 \\ 5.2 & 6.2 & 7.2 & 8.2 & 9.2 \\ 5.3 & 6.3 & 7.3 & & 9.3 \\ 5.4 & 6.4 & 7.4 & & 9.4 \\ & 6.5 & 7.5 & & 9.5 \\ & 6.6 & 7.6 & & 9.6 \\ & & 7.7 & & \\ & & 7.8 & & \\ & & 7.9 & & \end{array} \right) \wedge \left(\begin{array}{c} 10.1 \\ 10.2 \end{array} \right);$$

$$\text{усічена } M_{PP}^{\vee} = \left(\begin{array}{ccc|c} 1.1 & 2.1 & 3.1 & 4.1 \\ 1.2 & 2.2 & 3.2 & 4.2 \\ 1.3 & & 3.3 & 4.3 \\ 1.4 & & 3.4 & 4.4 \end{array} \right) \wedge \left(\begin{array}{ccccc} 5.1 & 6.1 & 7.1 & 8.1 & 9.1 \\ 5.2 & 6.2 & 7.2 & 8.2 & 9.2 \\ & 6.3 & 7.3 & & \\ & 6.4 & 7.4 & & \\ & 6.5 & 7.5 & & \\ & & 7.6 & & \end{array} \right) \wedge \left(\begin{array}{c} 10.1 \\ 10.2 \end{array} \right).$$

Таблиця 6.5

Морфологічна таблиця систем приводів затискного механізму

Джерело енергії ($M_{де}$)			4. Вузол керування ($M_{кер}$)	Привод затиску ($M_{прз}$)					10. Зв'язок із затискним патроном ($M_{зв}$)
1. Робоче середовище	Перетворювачі енергії			5. Структура	6. Замикання	7. Передатно-підсилюючий механізм	8. Пружна ланка	9. Регулююча ланка	
	2. Кількість	3. Вид							
1.1. Струм	2.1. Один	3.1. Електродвигун	4.1. Розподільчий вал з кулачками	5.1. Постійна	6.1. Силове не пружне	7.1. Важільний	8.1. Є	9.1. Переміщення	10.1. Безпосередньо
1.2. Рідина	2.2. Два	3.2. Соленоїд	4.2. Електро-перемикачі	5.2. Змінна без авторегулювання	6.2. Силове пружне	7.2. Клиновий	8.2. Нема	9.2. Компенсації відцентрових сил	10.2. Через трубу (шток)
1.3. Електромагнітне поле	2.3. Кілька	3.3. Гідронасос	4.3. Гідро (пневмо) золотники	5.3. Змінна з авторегулюванням	6.3. Геометричне з охопленою МЗ	7.3. Клиновий важільний		9.3. Натягу	
1.4. Відцентрові сили	2.4. Нема	3.4. Компресор	4.4. ЧПК	5.4. Комбінована	6.4. Геометричне з охоплюючою МЗ	7.4. Клиновий кульковий (роликовий)		9.4. Жорсткості пружної системи	
1.5. Повітря		3.5. Магніт постійний	4.5. Комбінація		6.5. Фрикційне (самогальмування)	7.5. Клинокульковий багаторядний		9.5. Комбінована	
1.6. Магнітне поле		3.6. Нема	4.6. Нема		6.6. Комбіноване	7.6. Гвинтовий		9.6. Нема	
						7.7. Зубчастий			
						7.8. Спеціальний			
						7.9. Нема			

Серед різних варіантів синтезованих схем ПрЗ шляхом експертної оцінки обрано шість, що мають покращенні експлуатаційні характеристики морфологічні формули яких представлені в табл. 6.6 Обрані схеми реалізовані у відповідних конструкціях (табл. 6.6), які захищені патентами України.

Таблиця 6.6

Морфологічні формули синтезованих схем ПрЗ

Морфологічні формули синтезованих схем ПрЗ	№ патенту	
$X_0= 1.1-2.1-3.1 \wedge 4.1 \wedge 5.1-6.3-7.3-8.1-9.1 \wedge 10.2 $	традиційний (1Б240)	
$X_1= 1.1-2.1-3.1 \wedge 4.1 \wedge 5.1-\underline{6.4}-\underline{7.8}-8.1-\underline{9.5} \wedge 10.2 $	28411	корисні моделі
$X_2= 1.1-2.1-3.1 \wedge 4.1 \wedge \underline{5.3}-6.3-\underline{7.8}-8.1-\underline{9.5} \wedge 10.2 $	29479	
$X_3= 1.1-2.1-3.1 \wedge 4.1 \wedge 5.1-6.3-\underline{7.4}-8.1-\underline{9.2} \wedge 10.2 $	30408	
$X_4= \underline{1.6}-2.1-\underline{3.2} \wedge \underline{4.2} \wedge 5.1-\underline{6.2}-\underline{7.1}-8.1-\underline{9.3} \wedge 10.2 $	47293	
$X_5= 1.1-2.1-3.1 \wedge 4.1 \wedge 5.1-6.3-\underline{7.5}-8.1-9.1 \wedge 10.2 $	31597	
$X_6= \underline{1.3}-2.1-\underline{3.2} \wedge \underline{4.2} \wedge 5.1-\underline{6.5}-\underline{7.6}-8.1-9.1 \wedge 10.2 $	Винахід 95323	
Примітка: підкреслені альтернативи відрізняють схему від традиційної		

В табл. 6.7 виконана якісна орієнтовна оцінка кожного варіанта за чотирма характеристиками: можливість підвищення силових характеристик ПрЗ при збільшенні частоти обертання, підвищення стабільності силових характеристик при затиску прутка з відхиленням діаметра, відсутність впливу відцентрових сил на силові характеристики механізму, можливість зміни величини ходу труби затиску без внесення змін у конструкцію механізму.

Представлена в табл.6.7 оцінка синтезованих схем ПрЗ виявляє особливі (відмінні від більшості інших схем) властивості схеми X_6 , що є певною ознакою її оригінальності. Загальна оцінка схеми X_6 вказує на перспективність завдяки придатності її застосування у швидкохідному сучасному технологічному обладнанні, оскільки вона володіє характеристиками, що відповідають основним вимогам: придатність для роботи на високих частотах обертання, стабілізація зусилля при затиску некаліброваного прутка, можливість використання з різними типами ЗП (проста зміна величини ходу

труби затиску та вихідного зусилля), простота конструкції і системи підведення енергії та керування.

Таблиця 6.7

Характеристика синтезованих схем ПрЗ

№	Характеристики синтезованих схем ПрЗ	Синтезовані схеми ПрЗ					
		X ₁	X ₂	X ₃	X ₄	X ₅	X ₆
1	Підвищення силових характеристик при збільшенні частоти обертання	+-	++	++	++	-	0
2	Підвищення стабільності силових характеристик при затиску прутка з відхиленням діаметра	+	++	+	+	0	++
3	Відсутність впливу відцентрових сил на силові характеристики механізму	-	-	-	-	-	+
4	Можливість зміни величини ходу труби затиску без внесення змін у конструкцію	0	0	0	0	++	++
Позначення: +, ++ – відповідно покращення та значне покращення характеристики; - – погіршення зазначеної характеристики; 0 – відсутність зазначеної характеристики.							

6.5. Застосування генетичних операторів для структурно-схемного синтезу приводів затиску

Генерація структурних варіантів електромеханічних систем типу електромеханічний привод затиску (ЕМПрЗ) в задачах генетичного синтезу здійснюється за допомогою генетичних операторів, які відтворюють відповідні механізми розмноження та генетичної мінливості, властиві біологічним системам. Аналіз хромосомних наборів відомих класів ПрЗ, електричних апаратів та електротехнічних пристроїв свідчить, що в задачах генетичного синтезу структур найбільша частота використання належить 5-ти універсальним генетичним операторам реплікації, схрещування, інверсії, кросинговеру та мутації.

Оператор реплікації моделює процедуру розмноження вихідної структури із збереженням відповідної сукупності її генетичних ознак. На хромосомному рівні при здійсненні процедури реплікації роль вихідної структури виконують хромосоми - реплікатори.

Оператор схрещування – один з найпоширеніших генетичних

операторів в задачах генетичного синтезу, що моделює механізми структуроутворення технічних систем із змішаною генетичною інформацією. Процедуру схрещування застосовують як на рівні синтезу батьківських хромосом, так і хромосом – нащадків.

Інваріантні властивості структури генетичної класифікації дозволяють встановити певні правила, що їх слід враховувати при застосуванні оператора схрещування:

- Правило просторової сумісності.
- Правило домінування.

Оператор інверсії відтворює один з найпоширеніших механізмів генетичної мутації в системах. Поняття інверсії безпосередньо пов'язане з структурною будовою складного об'єкта і заданим просторовим розміщенням його складових частин. Під інверсією будемо розуміти пару елементів, розміщених у просторі в зворотному порядку.

Кросинговер – генетичний оператор, що моделює обмін окремих ділянок механічних (електромагнітних) генів на хромосомному та об'єктному рівнях розвитку структури..

Мутація – це генетичний оператор, що моделює зміни в структурі електромагнітних хромосом, які не враховуються генетичним оператором реплікації, схрещування та кросинговеру. Процес виникнення та розширення структурної різноманітності довільного виду систем можна розглядати як наслідок генетичної мінливості, яка на хромосомному рівні моделюється за допомогою відповідних генетичних операторів.

Таким чином за допомогою всіх вище названих операторів можна отримати всі необхідні структури. В основі синтогенезу гібридних видів ПрЗ лежать генетичні процеси схрещування, які зумовлюють ускладнення структур з одного боку, і розширення їх функціональних властивостей, з іншого. Основу суміщених структур становлять принципи просторового суміщення двох або декількох структур, які можуть відноситись до різних базових видів. Оператор схрещування моделює механізми структуроутворення суміщених систем із змішаною генетичною інформацією.

Гібридні електромеханічні структури ПрЗ характеризуються змішаною генетичною інформацією, тому їх функціональні властивості визначаються відповідними функціями, які властиві породжувальним видам [3, 5, 10]. Таким чином, розглядаються складні суміщені електро-механічні структури, які включають в себе

механічну і електромагнітну частини. До механічної частини відноситься шпиндель та змонтовані на ньому передавально-підсилювальні механізми ЗМ, а до електромагнітної відносяться обмотки, які являються джерелом виникнення електромагнітного поля і конструктивно входять до складу привода затиску (ПрЗ).

Таким чином, структури суміщених систем, що складаються з ШВ з гібридними електромеханічними системами затиску становлять собою просторову композицію принаймні двох елементарних структур (електричної машини та ШВ), кожна з яких виконує свою функцію в системі. Тому в такій суміщеній системі просторова форма і кількість рухомих та нерухомих частин, повітряних проміжків, систем живлення і керування визначається конкретною цільовою функцією, відповідною просторовою геометрією і кількістю суміщених елементарних структур.

Цільова функція синтезу F_S визначається в кожному конкретному випадку як сукупність вимог, що пред'являються до шуканого шпиндельного вузла з електромеханічним ЗМ і представляється у вигляді послідовності часткових функцій. В даному випадку F_S може бути представлена наступним набором часткових функцій реалізація яких в максимальній мірі визначає успішність результатів проектування (пошуку структури): поєднання функцій електромеханічного приводу і ПрЗ; реалізація безконтактної подачі вхідного зусилля за рахунок електромагнітної взаємодії; подача вхідного зусилля до елементів механізму, що обертаються; співвісність обертальних моментів та зусиль, що виникають в механізмі; забезпечення керованості вихідного осьового зусилля; мінімізація витрат енергії (забезпечення роботи лише під час затиску та розтиску); підвищення питомих показників головного приводу при обмежених габаритах виробу; можливість ефективного балансування механізму відносно осі обертання та ін.. Очевидно, що набір зазначених часткових функцій залежить від кваліфікації та якості роботи оператора. Важливість (першочерговість) врахування зазначених часткових функцій корегується їх ваговими коефіцієнтами, що обираються методом експертної оцінки.

Для визначення структурної різноманітності відомих різновидів ШВ з електромеханічними системами затиску необхідним є проведення інформаційного пошуку. Це дає можливість здійснити аналіз генетичної інформації, виявити таксономічні ознаки, час еволюції, напрями структурно-функціональної адаптації і

удосконалення та ін..

Отже, пошук нових ЗМ та їх елементів, як ТС різної складності структури в задачах генетичного синтезу здійснюється за допомогою генетичних операторів, які відтворюють відповідні механізми розмноження та генетичної мінливості, властиві біологічним системам. Аналіз хромосомних наборів відомих класів ЗМ, ЗП і ПрЗ свідчить, що в задачах генетичного синтезу структур використовується п'ять генетичних операторів синтезу: реплікації, схрещування, кросинговеру, інверсії і мутації.

Комбінаторні варіанти перших чотирьох генетичних операторів разом з операторами геометричних перетворень [10, 23] визначають потенційно можливі просторові комбінації (хромосомні набори) і варіанти різних мутацій силових (енергетичних) потоків і середовищ (твердих, текучих, сипучих) в структурах ЗМ, тобто встановлюють діапазон їх генетичної мінливості в межах конкретного виду системи ЗМ. Розглянемо приклади.

Оператор *реплікації* моделює процедуру розмноження вихідної структури із збереженням відповідної сукупності її генетичних ознак – просторової форми перетворювача силового потоку (ПСП). Як приклад створення механічного ПрЗ з використанням оператора реплікації є розташування елементів ППМ концентрично відносно осі обертання, а також, вздовж ліній, що паралельні осі обертання.

Генетичний оператор реплікації був використаний при синтезі пристрою для затиску пруткового матеріалу (рис. 6.9, 6.10) диференційно-морфологічним методом [19], де на стадії пошуку структур і схем застосовувався евристичний прийом паралельного та послідовного багаторазового розташування перетворювачів енергії (розклинюючих елементів, магнітних елементів та ін..) (рис. 6.9, 6.10). Генетичні механізми реплікації зумовлюють виникнення структурного поліморфізму – одного з найбільш продуктивних (ефективних) чинників генетичної мінливості, що припускає існування двох і більше форм об'єкта відповідно із заданою групою ознак.

Відповідно заданій кількості елементів (множників реплікації $K_R = 1, 2, 3, \dots$) в результаті реплікації розклинюючи елементів утворюються 2, 3 і більша кількість вузлів ППМ, що здійснюють перетворення характеристик руху відносна орієнтація яких в просторовій структурі силового потоку ЗМ і силового контуру в ПрЗ конкретизується за допомогою відповідних симетричних перетворень

(паралельного переносу, повороту, дзеркального відображення, зміщення та їх комбінацій). Це забезпечує можливість отримання заданих характеристик руху вихідної ланки (сила, переміщення, закон руху, та ін..). Наприклад, швидке переміщення вихідної ланки з незначним зусиллям на початковому етапі її руху з подальшим зменшенням величини переміщення та збільшенням вихідного зусилля є характерним для ПрЗ з само налагодженням і може бути отримане шляхом застосування однакових структур для перетворення руху, що працюють послідовно.

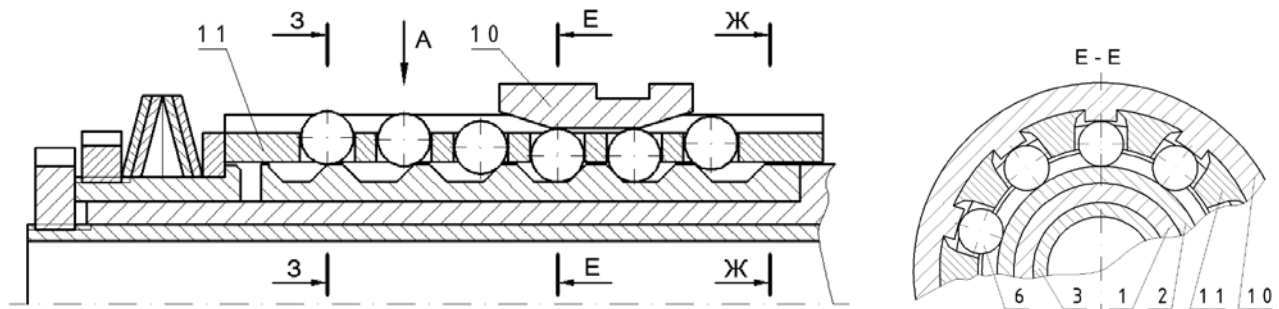


Рис. 6.9. Механічний привод затиску пруткового матеріалу за патентом України на корисну модель 31597

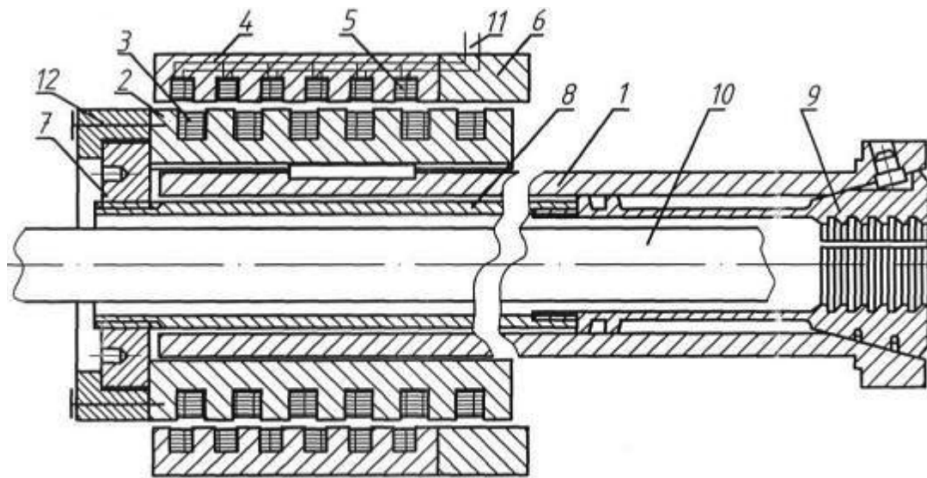


Рис. 6.10. Електромеханічний привод затиску пруткового матеріалу за патентом України на корисну модель 95863

Отримання більш оптимальних характеристик руху вихідної ланки ПрЗ може забезпечуватися структурою ПрЗ, що містить у своєму складі різні за генетичною інформацією структури. Такі поєднання описуються оператором **схрещування**. Оператор схрещування, як найбільш поширений і ефективний, моделює механізми структуроутворення затискних механізмів і, зокрема, ПрЗ зі змішаною генетичною інформацією. У методології структурного синтезу будемо розуміти гібрид, створений в результаті схрещування

споріднених структур, що відрізняються генетичною інформацією. Наприклад, при створенні ПрЗ з геометричним замиканням (рис.6.11) використовується оператор схрещування просторових форм фасонної поверхні елемента ППМ – муфти затиску конічної (рис. 6.11, а) та циліндричної (рис.6.11, б).

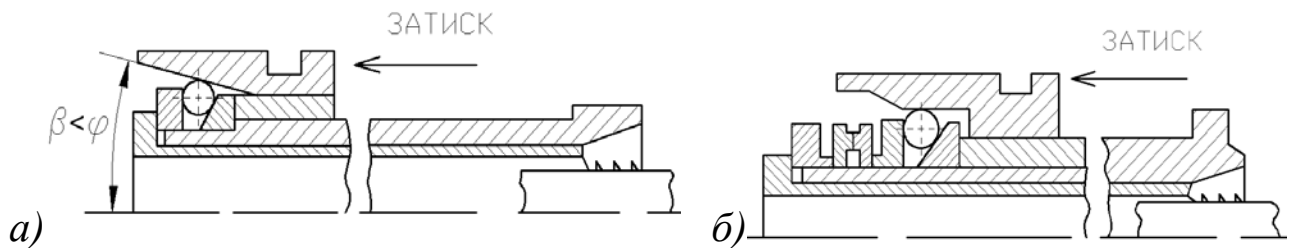


Рис. 6.11. Використання фасонної поверхні муфти ПрЗ у вигляді конуса та скиданої конічно циліндричної поверхні

Оператор **інверсії** відтворює один з поширених механізмів генетичних мутацій в ПрЗ. Під інверсією будемо розуміти розміщення пари елементів в просторі в зворотному (дзеркальному) порядку. На прикладі одного з найбільш поширених видів механічних ПрЗ, що містить два елементарних перетворювача силових потоків типу "важіль" та "клин" принцип впливу оператора інверсії відносно кожного з перетворювачів представлено на рис. 6.12. Зміна положення у просторі на протилежне (рис. 6.12) (дзеркальне відображення) кожного з перетворювачів призводить до зміни опису структури, до складу якої вони входять на хромосомному рівні. Вплив таких перетворень у представлених структурах може виражатися, наприклад, у силових характеристиках роботи ПрЗ, щ побудовані на їх основі, при збільшенні частоти обертання шпинделя [19].

Як вже було сказано, оператор **кросинговер** моделює обмін (перетин) окремих елементів на хромосомному і об'єктному рівнях. Стосовно ЗМ вплив даного оператора може бути описано як зміна зв'язку вихідної ланки ПрЗ з елементами ЗП. Зокрема, порівняно з традиційним варіантом взаємодії ПрЗ із цанговим ЗП, коли вихідна ланка ПрЗ переміщує цангу відносно зовнішньої конусної поверхні, що розташована на шпинделі, оператор "кросинговер" вказує на можливість отримання варіанта структури ЗМ із зміною у зв'язках між його зазначеними елементами. Прикладом реалізації такої структури є схема ЗМ на рис. 6.13. У даному ЗМ цанга жорстко з'єднана з корпусом ЗМ який виконує також роль шпинделя, а

вихідна ланка ПрЗ переміщає відносно корпуса та цанги втулку на якій розташована зовнішня конічна поверхня, що взаємодіє з конусом цанги.

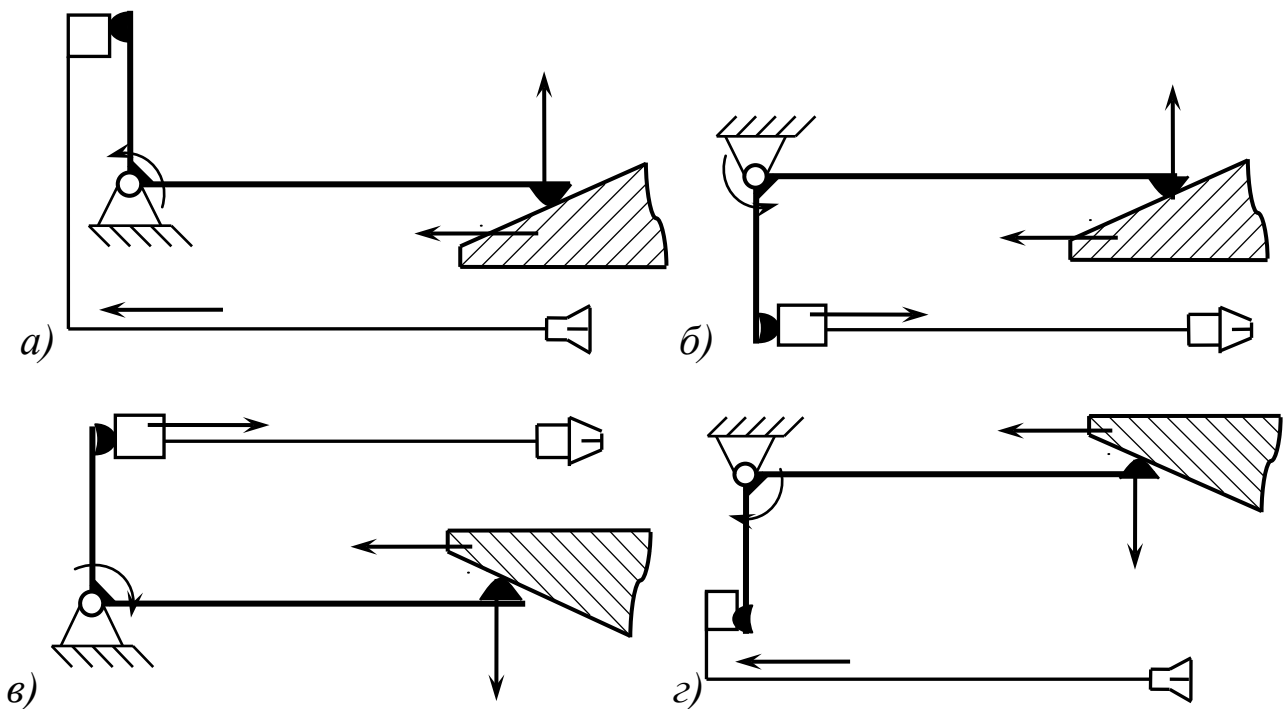


Рис. 6.12. Варіанти розташування у просторі елементарних перетворювачів силових потоків механічних ПрЗ

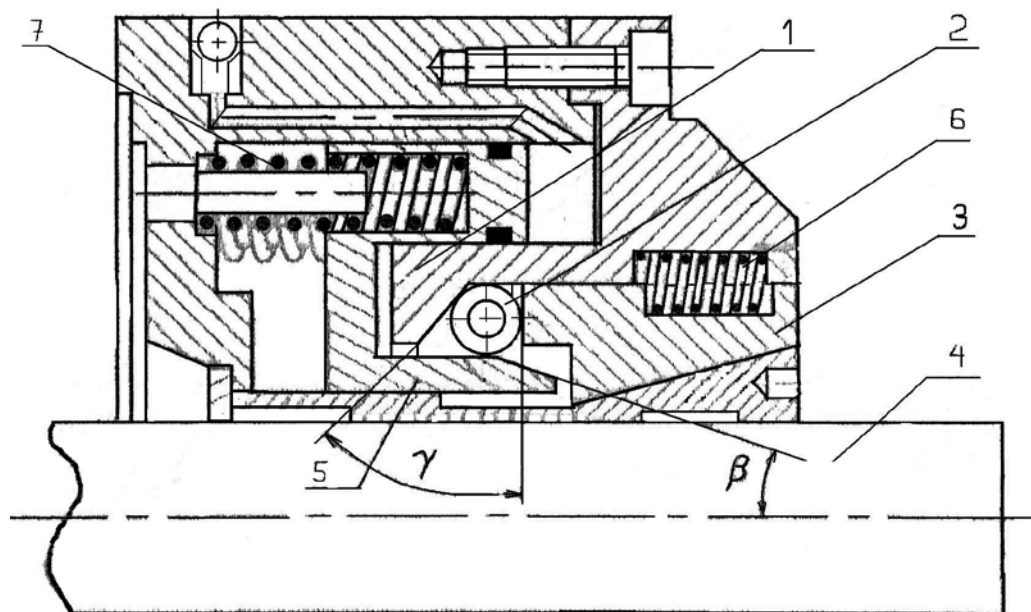


Рис. 6.13. ЗМ з геометричним замиканням (роликовий або кульковий) і охопленою муфтою замикання за пат України на винахід №83859

Однією з переваг використання ЗМ зазначеної структури є відсутність руху в осьовому напрямку заготовки під час затиску, що сприяє підвищенню точності осьових розмірів отриманої деталі.

Оператор *мутації* можна розглядати як моделювання зміни в структурі ЗМ, які не враховуються генетичними операторами реплікації, схрещування і кросинговеру. В результаті мутації можуть з'явитися абсолютно несподівані структури. Використання генетичних операторів дозволяє простежити еволюцію розвитку будь-якої технічної системи та синтезувати нові, принципово несподівані на рівні винаходів і навіть відкриттів.

При багаторівневому структурно-схемному синтезі на об'єктному рівні зарекомендував диференційно-морфологічний метод. Реалізація окремих схем дозволяє створити новий гомологічний ряд ПрЗ певного типу, а застосування різних генетичних операторів [10], наприклад, схрещування (гібридизація), кросинговер і мутація розширюють для проектувальника горизонти пошуку несподіваних рішень, які знаходяться в розширеній генетичній класифікації і можуть становити генетичний фонд на багато десятків, а то й сотні років.

Генетична класифікація енергетичних (силових) потоків в ЗМ різного виконання узагальнює властивості породжують пружно-силових структур цих механізмів і становить системну основу для пізнання фундаментальних принципів структурної організації та закономірною розвитку механічних, електромеханічних, гідравлічних, пневматичних, електромагнітних, магнітних та інших систем затиску деталей типу тіл обертання по аналогії з генетичною класифікацією первинних джерел електромагнітного поля [22, 23].

У запропонованій класифікації відображені різні принципи і закони механіки, серед яких принцип топологічної інваріантності джерел поля; принцип симетрії [22, 23]; принцип парності; принцип збереження базового виду механічних та інших перетворювачів енергії; закон збереження енергії; принцип Даламбера; Закон Гука та ін.

6.6. Шпindelльні вузли з різними перетворювачами в затискних механізмах

Однією з основних частин ШВ є ЗМ. Цікавою є схема ЗМ з електромеханічним ПрЗ та текучим середовищем за патентом

України на корисну модель №79495 [32], що дозволяє досягнути технічного-результату – розширення функціональних можливостей верстата.

ШВ містить привод головного руху, що складається з шпинделя 1 (рис. 6.14) на опорах 2 у вигляді радіально-упорних шарикопідшипників. На шпинделі розташований ротор 3 головного руху, а в корпусі 4 статор 5, між якими при подачі електричного струму виникає електромагнітне поле. Поза задньою опорою шпинделя 1 на різьбі розташована гайка 6 гвинтової передачі, яка з одного боку зв'язана з ротором 7 електромеханічної системи, а з другого боку через тіло кочення – упорний шарикопідшипник 8 з вхідними плунжерами 9 малого діаметра d , розташованими співосно в нерухомій конусній розподільчій втулці 10, натягнутій на конус шпинделя 1 гайкою 11. В роторі через електромагнітне поле різного напрямку взаємодіє статор 12, розташований за задньою опорою 2 в конусі 4.

Цанговий ЗП складається з нерухомої затискної цанги 14, жорстко зв'язаної з шпинделем 1 за допомогою різьби, і рухомої конусної втулки 15, яка по торцю зв'язана з плунжерами 16 більшого діаметра D . Між плунжерами 9 і 16 знаходиться з рідиною або гідропластом замкнена гідравлічна система, що утворена отворами і заглушками на периферії і торці шпинделя 1 і конусної розподільчої втулки 10. Для повернення конусної втулки 15 у вихідне положення при розтиску об'єкта 13 передбачені між упорним диском 18 і конусною втулкою 15. Зв'язок між плунжерами 9 і 16 можливий як через співвісні отвори в шпинделі 1 (рис. 6.14), так і через центральний отвір вздовж осі шпинделя 1.

В передній частині шпинделя 1 розташований цанговий ЗП для закріплення 13 (ріжучого інструменту, наприклад, кінцевої фрези або циліндричної заготовки). ШВ працює наступним чином. При подачі струму на обмотку статора 12 виникає електромагнітне поле, яке взаємодіє з обмотками ротора 7, зв'язаного жорстко з гайкою 6. Виникає крутний момент M_z , який обертає ротор 7 з гайкою 6, що переміщується вздовж шпинделя 1 по різьбі діаметром d_p з кутом підйому α_p (на рис. 6.14 не показаний). Крутний момент M_z викликає

окружну силу $P_{OKP} = \frac{2 \cdot M}{d_p}$, яка створює осьову силу F_{a0} , що діє через упорний підшипник 8 (рис. 6.14) на співосно розташовані плунжери 9

і дорівнює

$$F_{a0} = P_{OKP} \cdot \operatorname{ctg}(\alpha_P + \varphi) = \frac{2 \cdot M}{d_P} \cdot \operatorname{ctg}(\alpha_P + \varphi),$$

де φ – кут тертя.

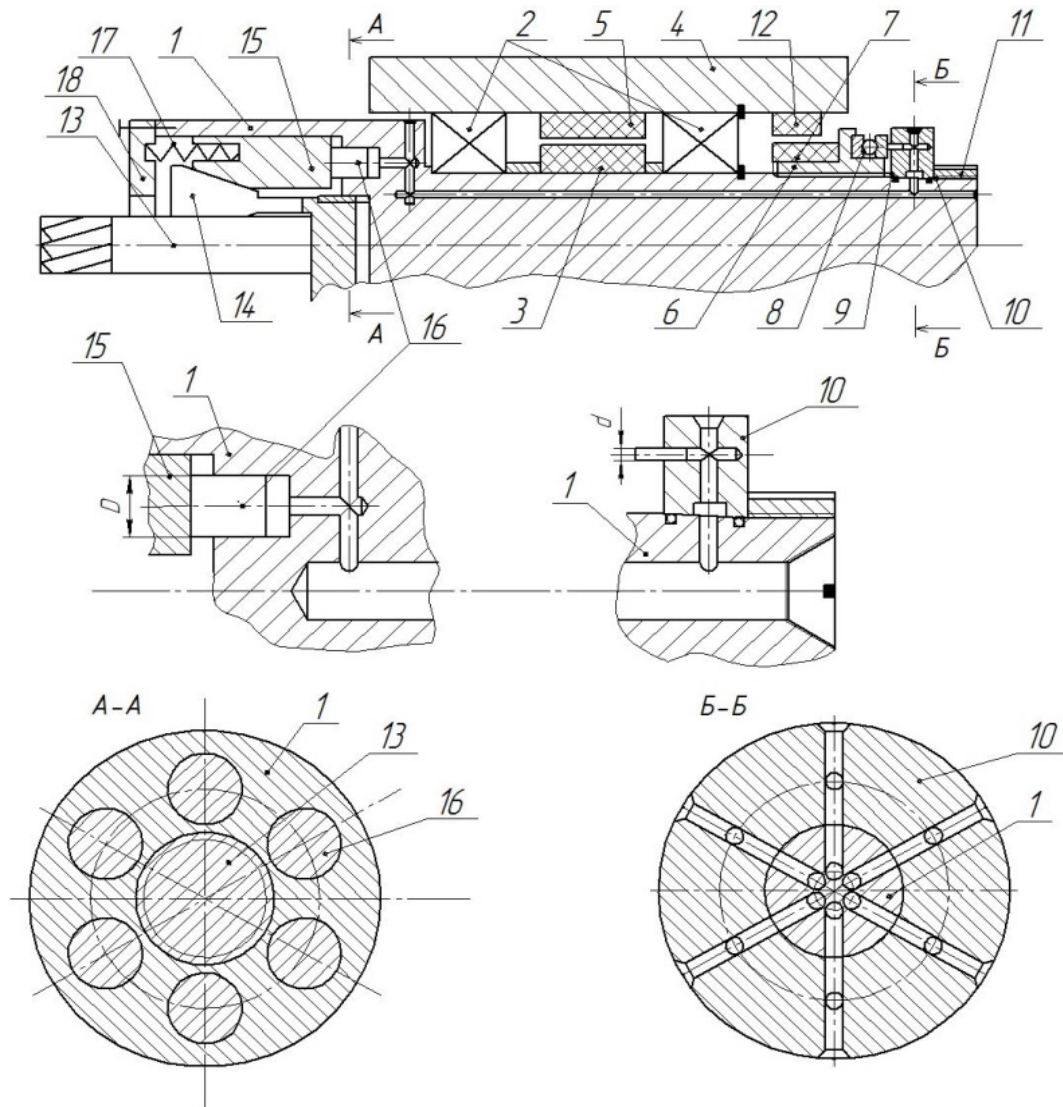


Рис. 6.14. Шпиндельний вузол верстата з електрогідромеханічним затиском і концентричним розташуванням замкнутої гідросистеми

В замкненій гідравлічній системі виникає тиск $P = \frac{4 \cdot F_{a0}}{z \cdot \pi d^2}$, (де z – кількість плунжерів малого діаметра d) і передається на вихідні плунжери 16 більшого діаметра D . Завдяки цьому виникає вихідна осьова сила $F_{\Sigma a1} = z \cdot \frac{\pi D^2}{4} \cdot P$ і стає більше за вхідну силу F_{a0} , пропорційну квадрату відношення діаметрів, тобто

$$F_{\Sigma a1} = F_{a0} \left(\frac{D}{d} \right)^2.$$

Наприклад, $D=2d$ $F_{\Sigma a1} = 4 \cdot F_{a0}$, а якщо $D=4d$, то $F_{\Sigma a1} = 16 \cdot F_{a0}$ і т. д. Після затиску струм подається на обмотку статора 5, виникає електромагнітне поле, що взаємодіє з обмоткою ротора 3 і тому змушує шпindel 1 обертатися з необхідною частотою. Керування шпindelного вузла з механізмом затиску здійснюється від системи ЧПК. Зупинка шпинделя 1 здійснюється при знятті струму в обмотці статора 5, а розтиск об'єкта 13-при зміні полюсів на обмотці статора 12, що змушує ротор 7 і гайку 6 обертатися в зворотньому напрямку, пересуваючи гайку 6 у вихідне положення і знімаючи тиск рідини в замкненій гідравлічній системі. За допомогою пружин 17 конуса втулка 15, плунжера 16 і 9 повертаються у вихідне положення.

Конструкція за патентом України на корисну модель №80481 (рис.6.15) [33] являє собою ШВ з електромеханічним затиском і текучим середовищем. В даній конструкції головний канал замкнутої гідравлічної система розташовано співосно з шпindelем. ШВ містить привод головного руху, що складається з шпинделя 1 (рис. 6.15) на опорах 2 і 3 у вигляді радіально-упорних шарикопідшипників. На шпindelі розташований ротор 4 головного руху, а в корпусі 5 статор 6, між якими при подачі електричного струму виникає електромагнітне поле. Поза задньою опорою 2 шпинделя 1 на різьбі розташована гайка 7 гвинтової передачі, яка з одного боку зв'язана з ротором 8 електромеханічної системи, а з другого боку через тіло кочення(наприклад два упорних шарикопідшипників 9) з вхідним плунжером 10 малого діаметра d , розташованими співосно в порожнині шпинделя 1. Два шарикопідшипника 9 притягнуті до гайки 7 упорною гайкою 11 через виступ 12. З ротором 8 через електромагнітне поле різного напрямку взаємодіє статор 13, жорстко розташований за задньою опорою 2 в корпусі 5.

В передній частині шпинделя 1 розташований цанговий ЗП, який складається з затискної цанги 14 натискного типу, яка по конусу "а" взаємодіє з нерухомою конусною втулкою 15, що жорстко зв'язана з шпindelем 1 за допомогою різьби. Затискна гайка 4 по торцю взаємодіє з плунжером 16 більшого діаметра. Між плунжерами 10 і 16 знаходиться замкнена гідравлічна система, що заповнена рідиною (мастилом) або плинним середовищем (гідропластом) в осьовому отворі шпинделя 1.

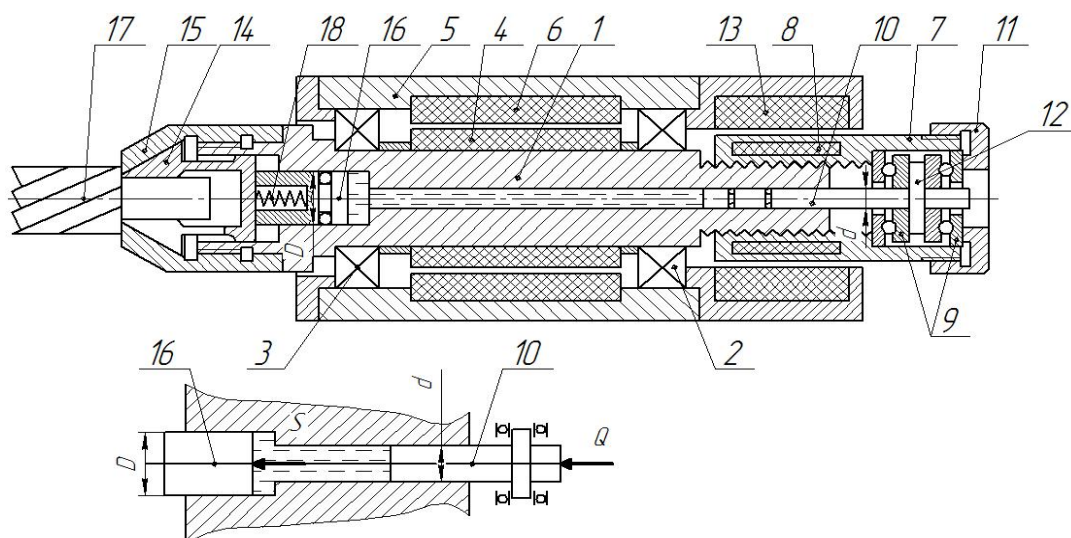


Рис. 6.15. Шпиндельний вузол верстата з електрогідромеханічним затиском і центральним розташуванням замкнутої гідросистеми

Об'єктом затиску 17 може бути ріжучий інструмент з циліндричним хвостовиком (свердло, фреза зенкер, тощо) або циліндрична заготовка. В отворі плунжера 16 розташована пружина 18 для його переміщення вправо. Для створення замкнутого простору в гідравлічній системі і запобігання витікання рідини або плинного середовища в циліндричних протоках плунжерів 10 і 16 встановлені ущільнення відповідно 19 і 20.

ШВ працює наступним чином. При нерухомому шпинделі 1 і розтиснутій цанги 14 в її отвір вводиться об'єкт затиску 17. При подачі струму на обмотку статора 13 виникає електромагнітне поле, яке взаємодіє з обмотками ротора 8, зв'язаного жорстко з гайкою 7. Виникає крутний момент M_z , який обертає ротор 8 з гайкою 7, що переміщується вздовж шпинделя 1 по різьбі діаметром d_p з кутом підйому α_p . Крутний момент M_z викликає окружну силу $P_{OKP} = \frac{2 \cdot M}{d_p}$, яка створює осьову силу F_{a0} , що діє через упорні підшипники 9 та співосно розташований плунжер 10 і дорівнює

$$F_{a0} = P_{OKP} \cdot \operatorname{ctg}(\alpha_p + \varphi) = \frac{2 \cdot M}{d_p} \cdot \operatorname{ctg}(\alpha_p + \varphi)$$

де φ – кут тертя.

В замкненій гідравлічній системі виникає тиск $P = \frac{4 \cdot F_{a0}}{\pi d^2}$ (де d – діаметр малого плунжера 10) і передається на вихідний плунжер 16

більшого діаметра D . Завдяки його більшого діаметра D створюється вихідна осьова сила S , яка дорівнює

$$F_{\Sigma a1} = \frac{\pi D^2}{4} \cdot P$$

і стає більше за вхідну силу Q , пропорційну квадрату відношення діаметрів, тобто

$$F_{\Sigma a1} = F_{a0} \left(\frac{D}{d} \right)^2.$$

Наприклад, якщо $D=2d$ то $F_{\Sigma a1} = 4 \cdot F_{a0}$, а якщо $D=4d$, то $F_{\Sigma a1} = 16 \cdot F_{a0}$ і т. д. Після затиску струм подається на обмотку статора 6, виникає електромагнітне поле, що взаємодіє з обмоткою ротора 4 і тому змушує шпindel 1 обертається з необхідною частотою. Керування ШВ з ЗМ здійснюється від системи ЧПК. Зупинка шпинделя 1 здійснюється при знятті струму в обмотці статора 4, а розтиск об'єкта 17 - при зміні полюсів на обмотці статора 13, що змушує ротор 8 і гайку 7 обертатися в зворотньому напрямку, пересуваючи гайку 7 у вихідне положення і знімаючи тиск рідини в замкненій гідравлічній системі. За допомогою пружини 18 плунжер 16 відходить назад, плунжер 10 повертається у вихідне положення. Саморозтиск затискної цанги 14 здійснюється за рахунок пружності її пелюсток.

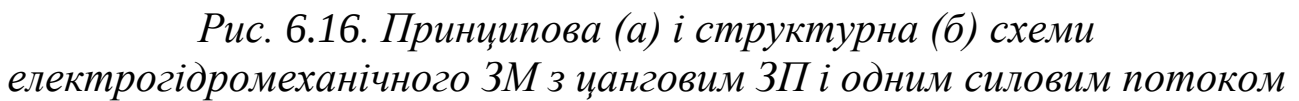
Дві вище перераховані схеми ШВ мають ряд переваг перед існуючими аналогами. Однією з переваг є простота конструкції, що полегшує їх виготовлення. Також, певні переваги дає замкнутість гідравлічної системи з гідро пластом (або подібним середовищем), що робить непотрібним використання додаткової гідростанції, що сприяє здешевленню конструкції.

Наведемо приклад опису таких ШВ [7]. У якості джерела енергії в силовому потоці обрано електромагнітне поле E , момент якого M_{a0} перетворюється в осьове переміщення через гвинтовий перетворювач SC , (рис. 6.16), а далі зусилля F_{a1} передається до цангового (клинового) патрона через тиск рідини $Ж$ для затиску фрези з циліндричним хвостовиком CL .

Запишемо цей ЗМ у вигляді генетичної (морфологічної) формули силового потоку на популяційному рівні:

$$E - M_{a0} - sC - F_{a1} - ж - F_{a1} \cdot K_{yc} - wD - F_{r2} - CL$$

Цій формулі відповідає схема ЗМ за патентом України №80481 [33].



297

Електромагніт 10 вмонтований в конусну втулку 12 і зв'язаний з котушкою ротора 6 електричним ланцюгом у вигляді проводів, протягнутих в отворі “а”, а електромагніт 11 вмонтований в конічну втулку 13, яка підпружинена пружиною 14 і взаємодіє по конусу “b” з затискною цангою 15. Цанга 15 за допомогою різьби “с” жорстко зв'язана з шпинделем 1. Електромагніт 11 зв'язаний з котушкою ротора 5 електронним ланцюгом у вигляді проводів, протягнутих через отвори “а”, “d”, “e” відповідно в шпинделі 1 і конічній втулці 13. В проміжку між втулкою 12 з кутом α , шпинделем 1 з кутом β розміщені кульки 16. До переднього торця шпинделя 1 прикріплений гвинтами фланець 17, який слугує одночасно захистом від попадання всередину стружки і упором для пружини 14. Цанговий ЗП з нерухомою в осьовому напрямку цангою 15 призначений для закріплення ріжучого інструменту, наприклад, кінцевої фрези, або заготовки, наприклад, прутка. Подача струму на котушки статорів 7 і 9 здійснюється через роз'єми 18 і 19 відповідно, а на котушки 10 і 11 – через роз'єми 20 і 21 відповідно.

ШВ працює наступним чином. Внаслідок появи електромагнітного поля на котушках 4, 5 та 7, 8 статора і ротора відповідно, шпиндель 1 починає обертатися і виникає напруга, яка через електричні ланцюги подається на електромагніти 10 і 11, що внаслідок магнітної взаємодії спричинює їх зближення з жорстко прикріпленими до них конусними втулками 12 та 13. Це відповідно спричинює рух кульок 16 від осі обертання, внаслідок взаємодії кульок 16 з фасонною поверхнею шпинделя 1 кульки разом з конусною втулкою 13 переміщуються в ліво. При цьому конусна втулка 13 взаємодіє з пелюстками цанги по конусу “b” і відбувається затиск. Затиск і розтиск відбувається шляхом подачі електричного струму відповідної полярності на електричні роз'єми 18 та 19. При зміні полярності і під дією пружини 14, що впирається у фланець 17, конусна втулка 13 повертається у вихідне положення і відбувається розтиск.

При створенні ШВ (рис. 6.18) була поставлена задача його удосконалення шляхом встановлення додаткових елементів, що забезпечують роз'єднання кінематичного зв'язку привода затиску з іншою частиною затискного механізму. Це дозволяє досягнути технічний результат – покращення динамічних характеристик ШВ та підвищення продуктивності і якості обробки.

ШВ містить привод головного руху, що складається з шпинделя

1 на опорах 2 і 3 у вигляді радіально-упорних шарикопідшипників, що встановлені в корпус 4. На шпинделі 1 розташований ротор 5 головного руху, а в корпусі 4 статор 6, між якими, при подачі електричного струму на обмотки статора 6, виникає електромагнітна взаємодія у вигляді крутного моменту. Передній кінець корпусу 4 закритий фланцем 7. Поза задньою опорою 2 шпинделя 1 розташовано модуль-фланець 8 з електромеханічною муфтою, в якому розміщена гайка-вал 9 півмуфти 10 на опорі 11 у вигляді радіально-упорного підшипника. Інша півмуфта 12 розташована на опорі 13, що також встановлена в корпусі 8 і має можливість силової взаємодії з валом 14 привода затиску з'єднувальну ланку 15. При цьому, вал 14 з розташованим на ньому ротором 16 розміщений на опорах 17 в додатковому корпусі 18, що виконаний у формі модуля з торцевим фланцевим кріпленням і кріпиться до модуль-фланця 8. Інший торець додаткового корпусу 18 закритий кришкою 19 з розташованими на ній роз'ємами для підведення електричної енергії та сигналів керування. Статор 20, що разом з ротором 16 є додатковою електромеханічною системою, жорстко закріплений у додатковому корпусі 18, який жорстко з'єднаний з корпусом 4. Гайка-вал 9 по різьбі зв'язана з гвинтом 21, що базується в осьовому отворі шпинделя 1 та з'єднаний з цангою 22, яка утримується від провертання відносно шпинделя 1 гвинтом 23.

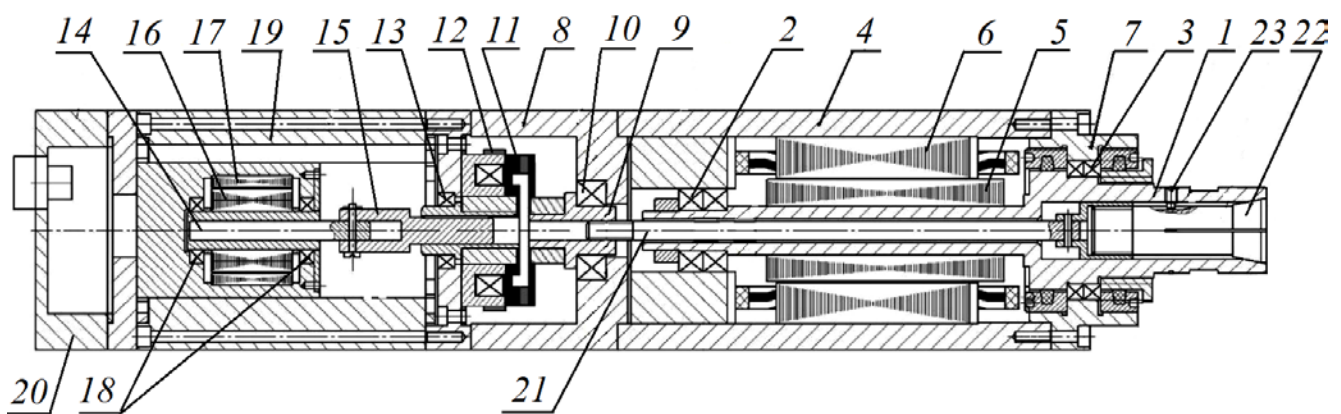


Рис. 6.18. Шпиндельний вузол верстата з електромеханічним затиском та можливістю роз'єднання кінематичного зв'язку в ПрЗ

ШВ працює наступним чином. При нерухомому шпинделі 1 і розтиснутій цанзі 22 в її отвір вводиться об'єкт затиску (на кресленні не показано). При подачі струму на обмотку статора 20 виникає електромагнітне поле, яке взаємодіє з обмотками ротора 16 і призводить до появи крутного моменту, що передається через вал 14,

з'єднувальну ланку 15 і кінематично замкнуті півмуфти 12 та 10 до гайки-вала 9. Обертання гайки-вала 9 призводить до переміщення гвинта 21 вліво і затягування цанги 22, що забезпечує затиск об'єкта фіксації. Після завершення процесу затиску ланцюг кінематичного зв'язку вала 14 привода затиску з гайкою-валом 9 роз'єднується шляхом роз'єднання півмуфт 12 та 10. Внаслідок подачі струму на обмотки статора 6 виникає електромагнітне поле, що взаємодіє з обмотками ротора 5 і змушує шпиндель 1 обертатися з необхідною частотою. При цьому підтримка зусилля затиску відбувається за рахунок самогальмування в різьбовому з'єднанні гвинта 21 та вала-гайки 9. Керування шпиндельним вузлом з механізмом затиску здійснюється від системи числового програмного керування, а узгодження обертання шпинделя 1 і електромеханічної системи затиску відбувається за допомогою датчиків (не показані), встановлених на шпинделі 1 і гайці-валу 9. Зупинка шпинделя 1 здійснюється внаслідок припинення подачі струму до обмоток статора 6, а розтиск об'єкта затиску (не зображено) – при замиканні кінематичного зв'язку між півмуфтами 12 та 10 і зміні полюсів на обмотці статора 20, що змушує ротор 16 і гайку-вал 9 обертатися в зворотному напрямку та переміщає гвинт 21 і цангу 22 вправо. Таким чином відбувається розтиск. Саморозтиск затискної цанги 22 здійснюється за рахунок пружності її пелюсток.

НА Барановицькому заводі верстатоприналежностей (республіка Білорусь) створено ряд електромеханічних затискних головок ЭМГ 50, ЭМГ 51, ЭМГ 52, ЭМГ 53 (рис. 6.19), що призначені для механізованого затиску інструменту в шпинделях фрезерних, розточувальних та інших верстатів, приводу кулачків токарних патронів, переміщення пінолі задніх бабок. Головки можуть вбудовуватися як у заново створюване обладнання, так і при модернізації діючих верстатів і мають різні характеристики (табл. 6.8). Передбачено чотири виконання головок: ЭМГ 50 обертова з тягнучим виходом; ЭМГ 51 стаціонарна з обертальним виходом; ЭМГ 52 обертова з обертальним виходом; ЭМГ 53 стаціонарна з обертальним виходом.

Головки ЭМГ 50 і ЭМГ 52 встановлюються на шпинделі верстата за допомогою перехідного фланця і обертаються разом з ним. Підведення електроенергії здійснюється за допомогою щіток. Максимальна швидкість обертання шпинделя верстата 3200 хв^{-1} . Головки ЭМГ 51 і ЭМГ 53 є стаціонарним варіантом головки ЭМГ 52.

Таблиця 6.8

Технічні характеристики електромеханічних затискних головок

Назва параметрів	Одиниці виміру	Тип			
		ЭМГ 50	ЭМГ 51	ЭМГ 52	ЭМГ 53
Тягове зусилля (регульоване)	κH	15-45	—	—	—
Крутний момент (регульований) статичний	$H м$	—	10-25	50-100	50-100
Частота обертання вихідного валу (розрахункова)	$хв^{-1}$	—	210	70	70
При частоті струму 50 Гц		—	250	84	84
При частоті струму 60 Гц					
Швидкість поздовжнього ходу штока (розрахункова)	$мм / хв$				
При частоті струму 50 Гц		375	—	—	—
При частоті струму 60 Гц		450	—	—	—
Хід штока, не менше	$мм$	35	—	—	—
Частота включень за хвилину, не більше	—	2	2	2	2

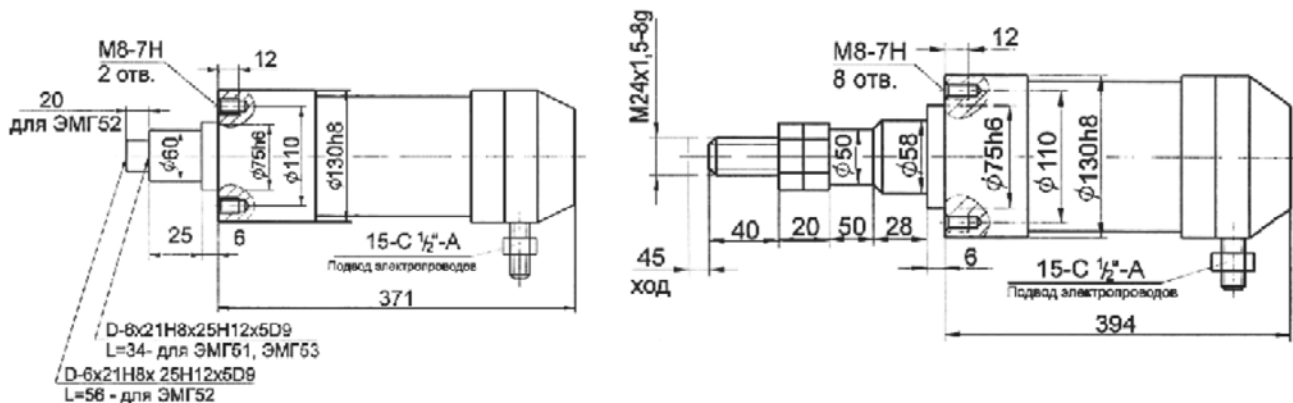


Рис. 6.19. Електромеханічні затискні головки

Література до глави 6

1. Балашов Е.П. Эволюционный синтез систем. /Е.П. Балашов – М.: Радио и связь, 1985. –328 с.
2. Вейц В.Л., Фридман Л.И., Электромеханические зажимные устройства станков и станочных линий. Расчет и конструирование. Л. Машиностроение 1973г. 262с.

3. Кузнецов Ю.М. Генетичні формули опису і структурні схеми самоналагоджувальних приводів затиску / Ю.М. Кузнецов, Б.І. Придадьний // Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем. – 2015, №36. С. 150-153.
4. Кузнецов Ю.М. Морфологический синтез станков и их механизмов. Монография: / Ю.Н.Кузнецов, Герра Ж.А. Хамуйела, Т.О. Хамуйела. – К.: ООО «ГНОЗИС», 2012. – 416 с.
5. Кузнецов Ю.М. Передумови до генетично-морфологічного синтезу електромеханічних приводів затискних механізмів, що обертаються / Ю.М. Кузнецов, Б.І. Придадьний // Вісник НТУУ «КПІ». Серія машинобудування. – 2015 №3 (75). – С. 48-55.
6. Кузнецов Ю.Н., Волошин В.Н., Неделчева П.М., Эль-Дахаби Ф.В. Зажимные механизмы для высокопроизводительной и высокоточной обработки резанием: Монография. / Под ред. Ю.Н. Кузнецова. – Габрово. Ун. изд-во «Васил Априлов», 2010. – 724с.
7. Кузнецов Ю.Н., Герра Ж.А. Хамуйела, Аль-Рефо Ибрагим Фархан Салман. Описание и синтез зажимных механизмов станков на различных уровнях сложности структуры // Scientific Journal Technological Complexes, №1(9), Луцьк, ЛНТУ 2014, ISSN 2304-4519. –с.12 – 20.
8. Кузнецов Ю.Н., Неделчева П.М., Ф.В. Эль-Дахаби, Хамуйела Жоаким А.Г., Хамуйела Т.О. Генетико-морфологическая модель строения и развития структуры зажимного механизма для тел вращения // Труды Международной Научной Конференции УНИТЕХ' 12, Том II, 16 – 17.11.2012г. – Габрово, Болгария, ISSN 1313-230X. – с. II75 – 80.
9. Кузнецов Ю.Н., Хамуйела Ж.А. Герра, Неделчева П.М. Многоуровневой морфологический синтез механизмов подачи и зажима прутка токарных автоматов // Труды Международной Научной Конференции УНИТЕХ'11, Том II, 18 – 19.11.2011г. – Габрово, Болгария, ISSN1313-230X.– с.II53– 59.
10. Кузнецов Ю.Н., Хамуйела Ж.А. Герра. Генетико-морфологический подход – ключ к созданию зажимных механизмов// Динамика, надежности долговечность механических и биомеханических систем: Севастополь, №17. –с.7 – 14.
11. Кузнецов Ю.Н., Хамуйела Жоаким А.Г., Ангел Попаров. Генетико-морфологический подход к созданию и прогнозированию развития зажимных механизмов для вращающихся деталей //Journal of the Technical University – Sofia Plovdiv branch, Bulgaria

“Fundamental Sciences and Applications”.–Bulgaria, vol. 19, Book 2, 2013, ISSN 1310-8271. –pp.П7–13.

12. Кузнецов Ю.Н., Хамуйела Жоаким А.Г., Ангел Попаров. Генетико-морфологический подход к созданию и прогнозированию развития зажимных механизмов для вращающихся деталей // Journal of the Technical University – Sofia. – Plovdiv branch, Bulgaria “Fundamental Sciences and Applications”.–Bulgaria, vol.19, Book 2, 2013, ISSN 1310-8271. – pp. П7– 130.

13. Кузнецов Ю.Н., Хамуйела Жоаким А.Г., Хамуйела Т.О. Морфологический синтез станков и их механизмов: Монография /Под ред. Кузнецов Ю.Н. – К.: ООО «Гнозис», 2012г. – 416с. – ISBN 978-966-2760-03-3.

14. Кузнецов Ю.М. Аналіз процесу затиску-розтиску тіл обертання в затискному механізмі з електромеханічним приводом / Ю.М. Кузнецов, Б.І. Придадьний // Вестник Хнту – 2015 г, №4(55). С. 48-56.

15. Кузнецов Ю.М. Новий підхід до опису і синтезу приводів механізмів маніпулювання об'єктами в технологічному обладнанні / Ю.М. Кузнецов, Б.І. Придальний, Г.Ж.А. Хамуйела // Вісник чернігівського державного технологічного університету – 2015, № 2 (78). С. 9-16

16. Кузнецов Ю.М. Опис самоналагоджувальних приводів затиску на різних рівнях складності структури і генетичної інформації / Ю.М. Кузнецов, Б.І. Придальний // Міжвузівський збірник "Наукові нотатки". Луцьк– 2015, № 50. С.108-111.

17. Кузнецов Ю.М., Придальний Б.І. Проектування цільових механізмів маніпулювання верстатів нового покоління. Вид. 2ге змін. /Під загальною редакцією проф. Ю.М.Кузнецова. –Луцьк: Вежа-Друк, 2014. – 428 с.

18. Кузнецов Ю.М., Хамуйела Жоаким А.Г., Недобой В.А., Придальний Б.І., Шпиндельные узлы с электромеханическим зажимом и текучей средой для станков нового поколения // Збірник Вісник СевНТУ № 139, Серія: Машиноприладобудування та транспорт. – г. Севостополь: Сев НТУ, 2013. –ISSN 2307-6488. –с.121 – 125.

19. Придальний Б.І. Створення приводів затиску для швидкохідних токарних автоматів: дис. канд. техн. наук / Придальний Б.І. Тернопільський НТУ ім. Івана Пулюя, 2011.– 198с.

20. Хамуйела Ж.А. Герра, Кузнецов Ю.Н. Методи прийняття рішень при морфологічному синтезі технічних систем // Тези науково-технічної конференції ТНТУ, м. Тернополь: Матеріали Конференції “Матеріалознавство та Машинобудування”, 5 – 6.12.2012р., Том II, г. Тернополь. – с.36.
21. Хамуйела Жоаким А.Г. Многоуровневой морфологический синтез зажимных механизмов станков // Конференция посвященная 47-й годовщине создания факультета инженерии, Университета Августиньо Нетто, 07 – 11 сентября 2013 года. – Инженерный факультет Университета Нетто. – Анголе 2013г.
22. Шинкаренко В.Ф. Основи теорії еволюції електромеханічних систем: Монографія / В.Ф. Шинкаренко. – К.: Наукова думка, 2002. – 288 с.
23. Шинкаренко В.Ф., Гайдаенко Ю.В. Генетические принципы структурообразования гибридных электромеханических систем – Вісник. КДУ імені Михайла Остроградського. Випуск 3/2010 962). Ч.2. – с.47-50
24. Шинкаренко В.Ф., Кузнецов Ю.Н. Генетические программы сложных развивающихся систем. Труды международной конференции УНИТЕХ-11, ТУ – Габрово, т.2, ч.1,2. – с.33-54
25. Hamuyela J.A. Guerra, Kuznetsov Y.N., Ibrahim Al-Refo Farhan. Creation of new clamping mechanisms using genetic-morphological method // Journal of mechanical engineering NTUU «Kyiv Polytechnic Institute» №67, 2013, ISSN 2305-9001. – pp. 155–162.
26. Ibrahim Farhan Salman Al-Refo, Y.N. Kuznetsov, Joaquim A. Guerra Hamuyela. Effect of the clamping chuck structure on size extension clamping possibilities// Proceedings of the International Scientific-Technical Conference. – Australian Journal of Basic and Applied Sciences, ISSN 1991-8178, 2013, Edition 7(10), pp.484 – 489.
27. Yu.N. Kuznetsov, Joaquim A. Guerra Hamuyela, T.O. Hamuyela. Síntese morfológica de máquinas-ferramenta e seus mecanismos: Monografia / Sob redacção Yu.N. Kuznetsov. – Luanda: N’Zilua, 2013. – 441pag.
28. Kuznetsov Y.N., The description of drive of clamping mechanism of automatic lathes by using genetic-morphological approach / Y.N. Kuznetsov, B.I. Prydalnyi, Hamuyela J.A. Guerra // «Machines, technologies, materials international journal» Published by Scientific technical Union of Mechanical Engineering. Sofia, Bulgaria.– 2015.– №4 C.35-39.

29. Kuzniecowa Yu., Niedoboj W., Guerra Hamuyela J.A. Wykorzystanie zasad modularyzacji przy montażu wrzecion obrabiarek na bazie elektrowrzecion. Materiały konferencyjne "Technika i technologia montażu maszyn TTMM 2014, Rzeszów-Bereżka. 27–30.05.2014, str.28.

30. Shynkarenko V., Kuzniecowa Yu. Genetic programs of complex evolutionary systems (part 1,2). УНИТЕХ'11, Габрово, България, с.33-52

31. Пат. 47293 Україна, МПК (2009) В 23 В 13/00. Пристрій для затиску пруткового матеріалу / Кузнєцов Ю.М., Придальний Б.І., Редько Р.Г.; – № u200907924; заявл. 27.07.09; опубл. 25.01.10, Бюл. № 2.

32. Пат. 79495 Україна, МПК В23В 17/00, В23С 19/00 В23Q3/00. Шпиндельний вузол верстата / Кузнєцов Ю.М., Придальний Б.І., Хамуйела Жоаким А.Г., Недобой В.А.; – № u201211892; заявл. 15.10.12; опубл. 25.04.13, Бюл. № 8.

33. Пат. 80481 Україна, МПК В23В 19/00 МПК В23В 17/00. Шпиндельний вузол верстата / Кузнєцов Ю.М., Придальний Б.І., Хамуйела Жоаким А.Г., Недобой В.А.; – № u201300339; заявл. 10.01.13; опубл. 27.05.13, Бюл. № 10.

34. Пат. 84924 Україна, МПК В23В 17/00, В23В 19/00. Шпиндельний вузол верстата / Кузнєцов Ю.М., Придальний Б.І., Хамуйела Ж.А. Герра, Недобой В.А.; – № u201303687; заявл. 26.03.13; опубл. 11.11.13, Бюл. № 21.

ГЛАВА 7. РЕКОМЕНДАЦІЇ ПО УДОСКОНАЛЕННЮ, ПРОЕКТУВАННЮ І ПРОГНОЗУВАННЮ ПРИВОДІВ ЗАТИСКУ ДЛЯ ВИСОКОШВИДКІСНОЇ ОБРОБКИ

7.1. Алгоритм проектування приводів затиску, які працюють на високих частотах обертання шпинделя

Розробка теоретичних основ створення і вдосконалення ПрЗ для високошвидкісної обробки сприяє їх виготовленню, стандартизації, організації спеціалізованого виробництва за оптимальною технологією.

Однією з основних характеристик ефективності роботи (придатності для роботи) ПрЗ на високих частотах обертання є вид залежності його силових характеристик від частоти обертання шпинделя. При втраті зусилля затиску в ЗП від дії відцентрових сил інерції ПрЗ повинен сприяти його стабілізації шляхом збільшення вихідного зусилля. Якщо в ЗМ застосовується ЗП, характеристики якого не залежать від частоти обертання шпинделя, то вихідне зусилля ПрЗ такого ЗМ теж має залишатися стабільним при зміні частоти обертання.

Зміна вихідного зусилля ПрЗ при підвищенні частоти обертання шпинделя відбувається за рахунок використання роботи відцентрових сил інерції неврівноважених елементів його ППМ. Якщо сили інерції не впливають на передачу сил в ПрЗ, то силові характеристики такого механізму не залежать від частоти обертання шпинделя. Тому для розрахунку силових та енергетичних характеристик ПрЗ, придатних для роботи на високих частотах обертання, необхідно:

- виявити елементи ППМ, що мають можливість зміщення під дією відцентрових сил інерції;
- виявити характер впливу (зростання чи спадання) такого переміщення на силові та енергетичні характеристики ПрЗ;
- визначити величину відцентрових сил, що діють на неврівноважені елементи ППМ;
- виявити (з допомогою розрахункової схеми), яким чином відбувається передача та перетворення (передаточне відношення) сил інерції у вихідне зусилля;
- враховуючи дію відцентрових сил інерції на неврівноважені елементи ППМ, створити математичну модель передачі сил;
- на основі створеної математичної моделі виявити залежність

коефіцієнта підсилення (силової характеристики) і умовного коефіцієнта корисної дії (енергетичної характеристики) від частоти обертання шпинделя.

Розрахунок силових та енергетичних характеристик ПрЗ з врахуванням впливу відцентрових сил інерції дає змогу оцінити ефективність його роботи на високих частотах обертання. Характеристики даного механізму можуть бути виражені відповідним показником, який визначається відношенням вхідної та вихідної величини. Залежність величини коефіцієнта підсилення ПрЗ K_{Π} від дії відцентрових сил інерції його невірніоважених частин відображає вплив частоти обертання шпинделя на його силові характеристики.

Коефіцієнт $\eta_{\Pi\omega}$ комплексно характеризує ПрЗ, оскільки є добутком його силової K_{Π} і кінематичної U_{Π} характеристик, тобто є сукупним (приведеним) вираженням можливостей ПрЗ (величини ходу труби затиску, зусилля, яке може розвинути, і т.д.) і, як наслідок, його працездатності. Таким чином дослідження енергетичних характеристик ПрЗ містять в своєму складі дослідження його силових характеристик, а тому ґрунтуються на розрахункових схемах та залежностях, які використовуються для дослідження K_{Π} .

Залежність величини $\eta_{\Pi\omega}$ від частоти обертання шпинделя показує можливість та доцільність використання розглядуваних ПрЗ для роботи на високих частотах обертання.

Затиск заготовки у металообробному обладнанні може відбуватися під час обертання шпиндельного вузла, тому для забезпечення необхідної величини зусилля затиску $F_{\Sigma r2}$ і геометричного замикання ПрЗ величина вхідного зусилля F_{a0} буде змінюватися відповідно до частоти обертання шпинделя. В свою чергу осьова сила F_{a0} визначає потужність N , що затрачається для здійснення процесу затиску заготовки.

Залежність потужності, яка споживається для затиску заготовки, від кутової швидкості обертання шпинделя доцільно виражати через показник відносної зміни потужності затиску $\psi_N = \frac{N_{\omega}}{N}$, що є відношенням потужності N_{ω} , необхідної для затиску заготовки під час обертання шпинделя, до потужності N , необхідної для затиску заготовки при зупиненому шпинделі (див. главу 3).

Отже, взаємодіючи між собою, вузли ЗМ підсилюють або

взаємокомпенсують ті зміни, які відбуваються під дією відцентрових сил. ПрЗ і ЗП з'єднані між собою кінематичним зв'язком, тому для розрахунку параметрів ПрЗ, які необхідні для стабілізації зусилля затиску в ЗМ, потрібно розглядати також передачу сил в ЗП з врахуванням впливу відцентрових сил інерції. Співставляючи залежності силових характеристик ПрЗ і ЗП від частоти обертання шпинделя (за умови стабільності зусилля затиску), отримуються параметри (геометрично-масові характеристики) цих вузлів (див. главу 3), що забезпечують взаємокомпенсацію впливу відцентрових сил інерції, тобто стабільність зусилля затиску ЗМ.

Вимоги до ЗМ витікають з вимог, що ставлять до ТА, технологічного процесу і основних чинників, які визначають точність та продуктивність обробки при високій якості продукції, що випускається. Саме тому забезпечення необхідної сили затиску і міцності ЗМ в даний час є необхідною умовою для його роботи, але недостатньою через підвищення вимог до його точності, жорсткості, продуктивності, швидкодії і довговічності та швидкохідності шпиндельних вузлів.

В автоматизованих верстатах ЗМ повинен надійно та швидко затиснути об'єкт закріплення. Надійність затиску і стабільність сили затиску взаємопов'язані. Забезпечення стабільності сил затиску варто інтерпретувати як вимогу забезпечення підтримки протягом заданого терміну служби необхідного затискного зусилля, незважаючи на вплив збурюючих чинників (наприклад, зміна частоти обертання шпинделя).

Наведені вище вимоги прямо чи опосередковано стосуються ПрЗ, як одного з основних елементів ЗМ. Вони повинні бути враховані тією чи іншою мірою залежно від технічного завдання в процесі створення ПрЗ. Компенсувати втрату зусилля затиску заготовки, що виникає через дію відцентрових сил в ЗП, можна за рахунок відповідного збільшення вихідного зусилля ПрЗ (зусилля затягування ЗП) в міру підвищення частоти обертання шпиндельного вузла. Усунення негативного впливу високих частот обертання шпинделя на стабільність зусилля затиску заготовки також можливе при використанні вузлів ЗМ, на характеристики яких не впливають відцентрові сили інерції, тобто застосовувати ЗП у поєднанні з ПрЗ, на силові характеристики яких не впливає частота обертання шпинделя.

Таким чином для створення ЗМ, придатних для роботи на

високих частотах обертання, необхідні ПрЗ двох типів: ПрЗ, вихідне зусилля яких збільшується при підвищенні частоти обертання, та ПрЗ, вихідне зусилля яких не залежить від зміни частоти обертання шпинделя. Тому, для створення ПрЗ, які працюють на високих частотах обертання рекомендується використовувати наступні підходи:

- створення конструкцій ПрЗ, у яких реалізуються нові принципи безконтактної передачі енергії від джерела до ППМ, що виключають негативний вплив високих частот обертання (тертя, дія відцентрових сил та ін.) на силові (енергетичні) потоки в ПрЗ;
- компенсація – врівноваження додатковими масами (як в ЗП);
- застосування охопленої МЗ;
- створення конструкції ПрЗ, у яких рух неврівноважених елементів можливий лише по дотичній до кола з центром на осі обертання шпинделя (тангенціально).

Оскільки при проектуванні ППМ для роботи на високих частотах обертання в якості основного критерію – цільової функції вибирається стабільність зусилля затиску в ЗМ, то проектування елементів ППМ на деяких етапах необхідно розглядати в комплексі з іншими елементами ЗМ. Таким чином, загальний алгоритм проектування ППМ, пристосованого для роботи на високих частотах обертання, враховує в якості вихідних даних результати, отримані на окремих рівнях проектування ЗМ, в тому числі при проектуванні підсистеми "патрон-деталь" та при компоновочній проробці ПрЗ.

Відповідно до загальноприйнятого порядку проектування [5] потрібно вести від принципу компенсації втрати зусилля затиску до конструкції ППМ. Через це процес проектування ППМ для роботи на високих частотах обертання доцільно розділити на два етапи:

- вибір типу і конструктивної схеми ППМ, що дозволяє стабілізувати зусилля затиску ЗМ;
- розробка (розрахунок геометрично-масових параметрів) елементів конструкції ППМ.

Приступаючи до проектування таких ППМ, необхідно з врахуванням задач їх структурного і схемного синтезу [5] уточнити проектне завдання та початкові дані, тобто, окрім вимоги стабілізації зусилля затиску в ЗМ, виявити повний перелік вимог, характеристик та обмежень, яким повинен відповідати розроблений ПрЗ. Для цього потрібно:

- сформулювати загальні вихідні дані: визначити характеристики шпиндельного барабана (розміри для визначення максимальних габаритів ПрЗ), шпиндельного вузла (норми точності і балансування), ЗП (тип і геометрично-масові параметри), для роботи з якими проектується ППМ, та його призначення – для нового чи модернізації існуючого верстата (необхідність підлаштування під існуючі параметри), а також традиційні конструкції, що застосовуються на найбільш подібних верстатах;

- виявити граничні умови (обмеження): величина та спосіб подачі вхідного зусилля (від загального приводу верстата або як окремий двигун), необхідний хід труби затиску та необхідна (оптимальна) величина вихідного зусилля, максимальна частота обертання шпинделя, час затиску і розтиску (швидкодія);

- оцінити інші показники якості, зокрема експлуатаційні: довговічність, ККД (витрати енергії), технологічність виготовлення і зборки, надійність, універсальність, час переналагодження (на інший розмір заготовки або тип ЗП).

На основі отриманої інформації та загальних рекомендацій з проектування ППМ для роботи на високих частотах обертання проводиться вибір їх типу і конструктивної схеми, тобто обирають конструкцію, що найкраще забезпечує приріст вихідного зусилля (стабілізує зусилля затиску в ЗМ) при дії відцентрових сил інерції. Коли декілька схем вибрані, їх піддають всебічному аналізу, критиці і порівняльній оцінці за різними показниками або за комплексним показником. Аналіз запропонованих варіантів дозволяє відібрати з них найбільш раціональні, за якими далі проводиться подальше проектування.

Завершальним етапом проектування ППМ є розробка елементів конструкції ППМ:

- на основі вихідних даних для проектування розраховуються значення геометрично-масових параметрів ППМ для стабілізації зусилля затиску на підвищених частотах обертання;
- враховуючи вимоги та обмеження за необхідності проводиться оптимізація параметрів елементів ППМ.

Після того, як ПрЗ спроектовано, необхідно провести його випробування і аналіз роботи в процесі затиску-розтиску та в стані геометричного замикання при зміні частот обертання і у статиці, що дозволить додатково відкоригувати параметри конструкції, її елементів та способу регулювання. Також можна скористатися

макетними дослідженнями та врахувати результати досліджень аналогічних механізмів, що були спроектовані раніше.

Зовнішні по відношенню до ПрЗ механізми підсистеми "привод-патрон" мають, як правило, великі енергетичні резерви, достатні для того, щоб долати високі імпульси навантажень на ведучій ланці ППМ, а у випадках неправильного регулювання навіть приводити до поломок слабких ланок системи (зрізних шпонок, важелів, осей тощо). Таким чином, для покращення техніко-економічних показників ПрЗ важливим є не лише забезпечити мінімум роботи ведучої ланки ППМ при дуже короткочасному (0,15...0,2с) циклі затиску або розтиску заготовки, але й здійснити виконання цієї роботи з якомога меншими піковими навантаженнями на цій ланці. Виконання цієї умови забезпечить підвищення надійності і пониження металоємності затиску по відношенню до приводу механізмів верстата, а також підвищення довговічності опор шпинделя.

Отже, під час проектування ППМ для роботи на високих частотах доводиться вирішувати завдання, пов'язані з вибором типу ППМ, структури для вибраного типу ППМ, схеми для вибраної структури і конструкції з кращими (оптимальними) параметрами за вибраної схеми (рис. 7.1).

Проектування ППМ з хорошими експлуатаційними характеристиками для високошвидкісної обробки має ту особливість, що його вхідні і вихідні характеристики є незалежними за корисністю: ППМ, оптимізований по входу, може не володіти оптимальністю по виходу, і навпаки – ППМ, що володіє оптимальними вихідним (наприклад, силовими) характеристиками, може мати конструкцію з далекими від оптимальних параметрами (габарити, металоємність швидкодія і т.д.). Тому оптимізація таких ППМ загалом забезпечується за рахунок послідовного рішення задач оптимізації його вихідних і вхідних характеристик. Причому варто зазначити, що врахування попередньо сформульованих критеріїв може бути недостатнім, якщо ряд елементів ППМ не буде виконано у відповідності до деяких неформалізованих вимог (досвід розробника).

У разі вдалого підбору величин мас і важелів, влаштованих у ППМ, можна зменшити (компенсувати) втрату зусилля затиску (стабілізувати зусилля затиску) і надійно закріпити навіть тонкостінні кільцеві деталі при обробці на високих частотах обертання.

Сформульованим вимогам (рекомендаціям) можуть відповідати ПрЗ з максимально простою конструктивною схемою і пружною системою, що містить мінімум високоточних деталей. Це значить, що виробництво таких ПрЗ є не надто складним і дорогим.

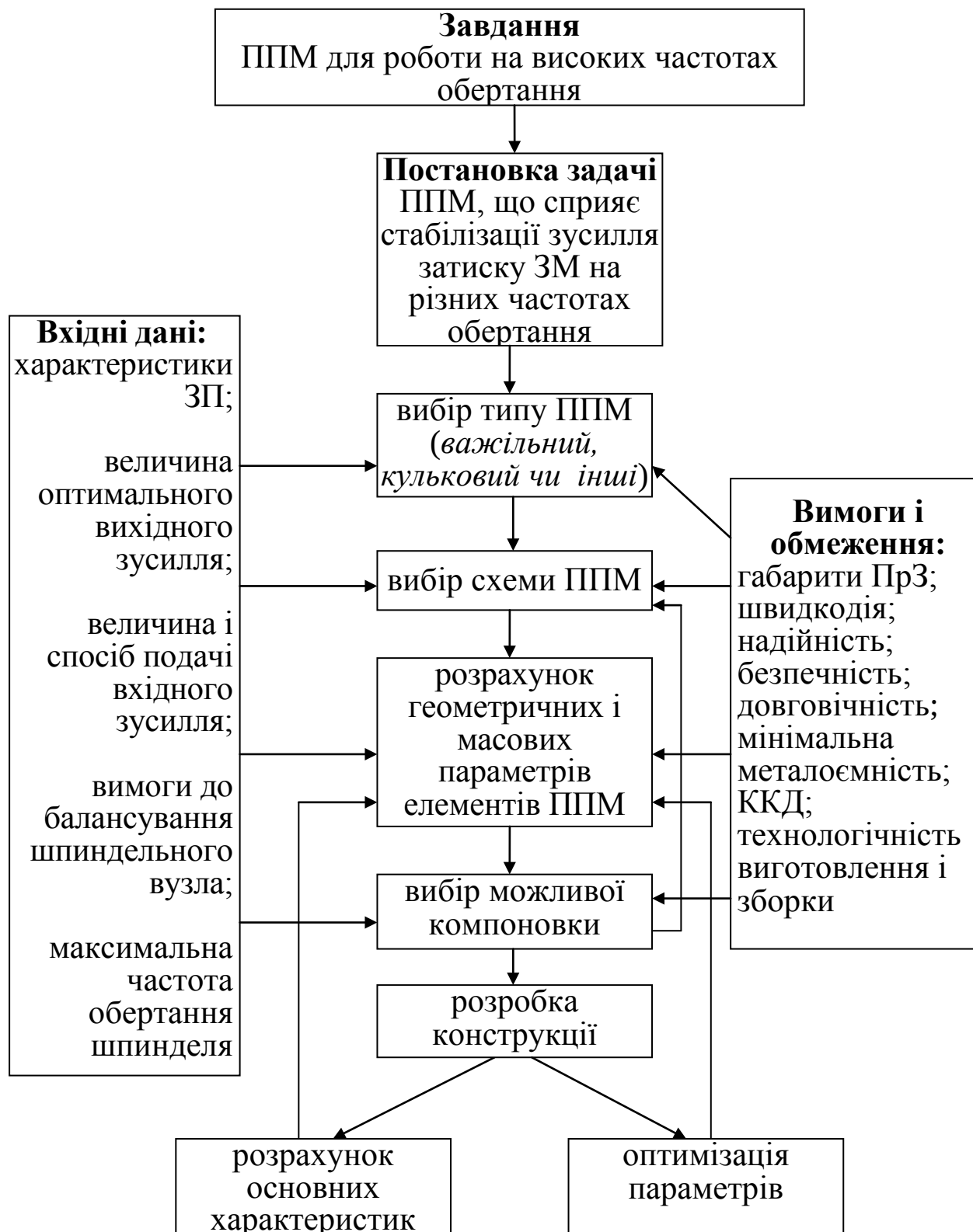


Рис. 7.1. Алгоритм проектування ППМ, що сприяють стабілізації зусилля затиску заготовки на високих частотах обертання

Вдосконалення виробництва ПрЗ для високошвидкісної обробки пов'язане з уніфікацією його вузлів і вдосконаленням технології виготовлення найбільш відповідальних деталей із застосуванням нових зносостійких і високоміцних матеріалів, здатних витримати великі навантаження (в т.ч. від дії відцентрових сил інерції) протягом тривалого періоду експлуатації.

З теоретичних досліджень (див. главу 3) видно, що працездатність і силові характеристики кулькового та важільного ПрЗ з охопленою МЗ з підвищенням частоти обертання збільшуються, на відміну від ПрЗ з охоплюючою МЗ. Тобто характер (спадання, зростання) залежності силових та енергетичних характеристик розглянутих ПрЗ від частоти обертання шпинделя визначається конструкцією їх ППМ, зокрема видом МЗ. Таким чином, ПрЗ може впливати на величину натягу і зусилля затиску в ЗМ при зміні частоти обертання шпинделя. Це явище пояснюється додатковим переміщенням неврівноважених елементів ППМ (розклинюючих елементів, важелів, ланок шарнірних механізмів і т.д.) під дією відцентрових сил інерції, тобто у напрямку від осі обертання шпинделя.

Отже, для максимального використання роботи відцентрових сил з метою отримання додаткового вихідного зусилля ПрЗ ППМ необхідно проектувати так, щоб рух його елементів (кульок, важелів, ланок шарнірних механізмів і т.д.) під час затиску був спрямований перпендикулярно (якомога ближче до перпендикуляра) від осі обертання шпинделя. Саме тому для затиску заготовок на високих частотах обертання доцільно застосовувати конструкцію ПрЗ з охопленою МЗ (див. рис. 2.6, 2.7).

Величина зміни вихідного зусилля ПрЗ при підвищенні частоти обертання залежить від геометричних і масових параметрів елементів ППМ, тому стабілізація зусилля затиску ЗМ на високих частотах обертання залежить від відповідності (сумісності) геометрично-масових параметрів ППМ і ЗП. Таким чином зазначені механізми ЗМ взаємо компенсують (урівноважують) зміни, які відбуваються в них під дією відцентрових сил. Отже, цілеспрямовано підбираючи геометрично-масові параметри ППМ у відповідності до параметрів ЗП (поєднуючи ППМ і ЗП з відповідними геометрично-масовими параметрами), можна отримувати зростаючі, спадаючі і стабільні силові характеристики ЗМ на різних частотах обертання шпинделя.

При проектуванні кулькових (роликових) ППМ необхідно мати

на увазі, що найбільш вигідна в силовому співвідношенні схема відповідає протилежному напрямку сил F_{a0} і $F_{\Sigma r2}$, коли осьова складова вектора переміщення центра кульки при затиску співпадає з напрямком руху МЗ, а вертикальна складова спрямована від осі обертання шпинделя. Дані рекомендації до цього часу реалізовані лише у двох запатентованих конструкціях [18, 23] (див. рис. 2.6, 2.7) і зовсім не реалізовані у ПрЗ серійного виробництва. Для зменшення втрати зусилля затиску заготовки в ЗМ, при підвищенні частоти обертання шпинделя, у ПрЗ [18] (див. рис. 2.6) МЗ 2 виконана охопленою розклинюючими елементами 3.

Конструкція ПрЗ (див. рис. 2.7) дозволяє отримати додатковий натяг в ЗМ за рахунок додаткового переміщення розклинюючих елементів 3 під дією відцентрових сил інерції при підвищенні частоти обертання шпинделя 1.

Незалежність силових характеристик ПрЗ від частоти обертання шпинделя досягається у конструкціях де рух його невірноважених елементів можливий лише по дотичній до кола з центром на осі обертання шпинделя. Такий принцип роботи ПрЗ на сьогодні реалізовано лише в одній запатентованій конструкції [17] (див. рис. 2.4). Для усунення впливу на працездатність ПрЗ відцентрових сил інерції, що діють на важелі ППМ під час обертання шпинделя, у ПрЗ [17] (див. рис. 2.4) важелі 1 розташовані на паралельних осях 2 так, що площина, в якій вони коливаються, є перпендикулярною до лінії дії їх відцентрових сил. Таким чином, відцентрові сили інерції, що діють на важелі 1, не спричиняють їх додаткових переміщень, і вихідне зусилля ПрЗ залишається стабільним при зміні частоти обертання шпинделя 3.

7.2. Нові схеми і конструкції приводів затиску

На основі рекомендацій, отриманих в результаті проведених досліджень та структурно-схемного синтезу методом морфологічного аналізу, створено ряд нових конструкції ПрЗ, що мають покращені експлуатаційні характеристики і пристосовані для роботи на високих частотах обертання, які захищені патентами України.

Електромеханічні ПрЗ

Для усунення негативного впливу високих частот обертання шпинделя (дія відцентрових сил, тертя та ін.) на роботу ПрЗ, створено

конструкцію, у якій реалізується безконтактний (за рахунок електромагнітної взаємодії) принцип передачі вхідного зусилля до ППМ. Пристрій для затиску пруткового матеріалу [24] містить встановлений на шпинделі 1 (рис. 7.2) та застрахований від провертання відносно нього шпонкою 2 корпус 3 з розміщеними на ньому МЗ 4, а також ротором 5 електродвигуна та гайкою 6, що базуються на різьбовій поверхні корпусу 3, причому МЗ 4 має можливість силової взаємодії із стаканом 7. На задньому кінці шпинделя 1 встановлена рухома в осьовому напрямі приводна втулка 8, що має можливість одночасної силової взаємодії з гайкою 9, нагвинченою на трубу затиску 10, та стаканом 7 за допомогою набору пружних елементів 11, для попереднього натягу яких використана гайка 12, що встановлена на приводній втулці 8. Правим кінцем труба затиску 10 з'єднана із ЗП (на кресленні не показаний). На роторі 5 розміщені електричні обмотки 13, які мають можливість електромагнітної взаємодії з електричними обмотками 14, які розміщені на статорі 15, що жорстко зв'язаний з шпиндельним барабаном 16. Обойма 17, що виконана як одне ціле з статором 15, має можливість силової взаємодії з МЗ 4 через опорні підшипники 18, що зафіксовані гайкою 19, встановленою на МЗ 4.

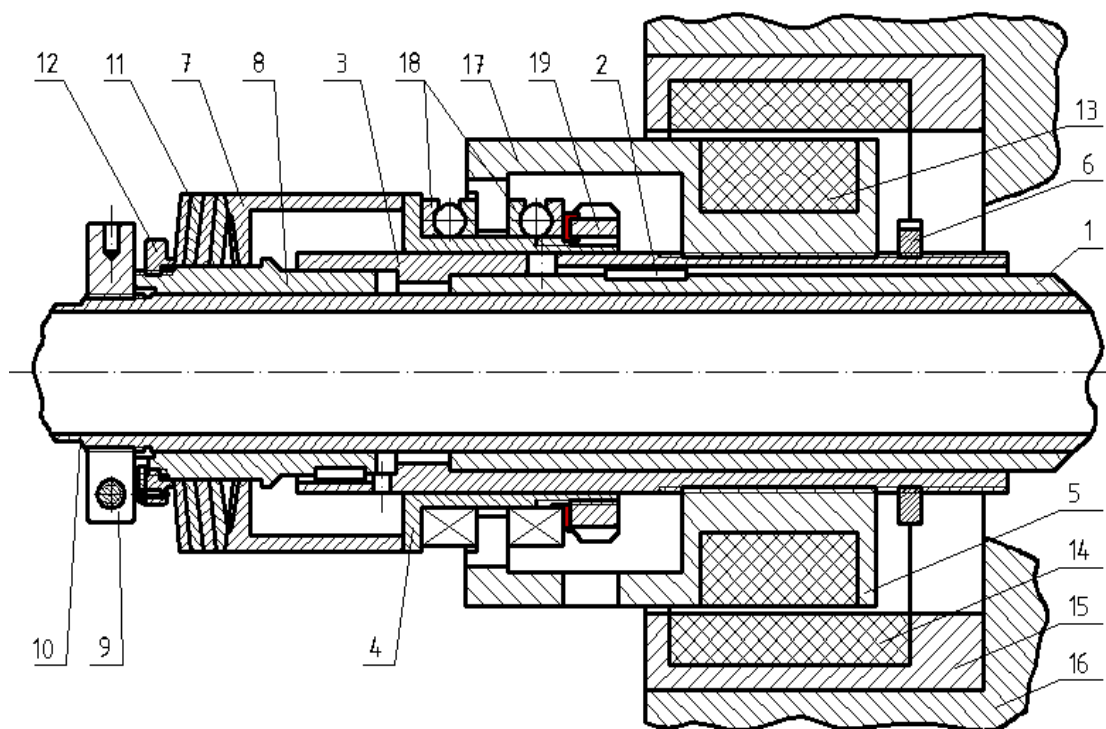


Рис. 7.2. Електромеханічний привод затиску пруткового матеріалу за пат. України на винахід №95323 без механізму підсилення осьового зусилля

Робота пристрою для затиску пруткового матеріалу відбувається наступним чином. Для здійснення процесу затиску на обмотки 14 статора 15 подається електричний струм. При цьому навколо обмоток 14 утворюється електромагнітне поле, що взаємодіє з обмотками 13 ротора 5 і спричиняє в них появу обертового моменту. Внаслідок того, що обмотки 13 жорстко зв'язані з ротором 5, обертовий момент передається на ротор 5 і спричиняє його обертально-поступальне переміщення відносно різьбової поверхні корпусу 3 на величину, яка залежить від фактичного діаметра прутка, що затискається. Жорстко закріплена на роторі 5 обойма 17 передає осьове зусилля на МЗ 4 через опорні підшипники 18. Далі МЗ 4 передає осьове зусилля на трубу затиску 10 через стакан 7, набір пружних елементів 11, гайку 12, приводну втулку 8 і гайку 9. Процес затиску продовжується до моменту досягнення необхідного зусилля затиску, яке залежить лише від параметрів струму, що подається на обмотки статора 14 і є стабільним, тобто не залежить від величини відхилення радіальних розмірів оброблюваного прутка. Обертально-поступальний рух ротора 5 (процес затиску) припиняється самовільно у разі досягнення необхідного зусилля затиску і, як наслідок, зростання зусилля, що протидіє його осьовому переміщенню. Момент закінчення процесу затиску (зупинки ротора) відображається у характеристиках струму, що проходить в обмотках статора 14. Після закінчення процесу затиску підведення струму до обмоток статора 14 припиняється, причому підтримка зусилля затиску відбувається за рахунок самозагальмовування в різьбовому з'єднанні ротора 5 і корпусу 3.

Для здійснення розтиску на обмотки статора 14 подається струм з характеристиками, які зумовлюють рух ротора 5 в протилежному напрямі, порівняно з процесом затиску, до упору в гайку 6, розташовану на корпусі 3. Це спричиняє рух обойми 17, МЗ 4, стакану 7, приводної втулки 8 і труби затиску 10 в зворотному напрямі порівняно з процесом затиску. Заготовка розтискається під дією пружності пелюсток цангового патрона (на кресленні не показаний). Необхідності подачі великих зусиль на трубу затиску вимагає збільшення габаритів даного електромеханічного ПрЗ. В цьому випадку доцільно виконувати механічну (наприклад, важільну) підсилювальну ланку (рис. 7.3).

Для покращення силових характеристик пристрою для затиску пруткового матеріалу, що заявляється, МЗ 4 виконана з фасонною поверхнею (рис. 7.3), а корпус 3 оснащено важелями 20, що

закріплені на осях і мають можливість повороту відносно корпусу 3 та одночасної силової взаємодії з МЗ 4 і стаканом 7.

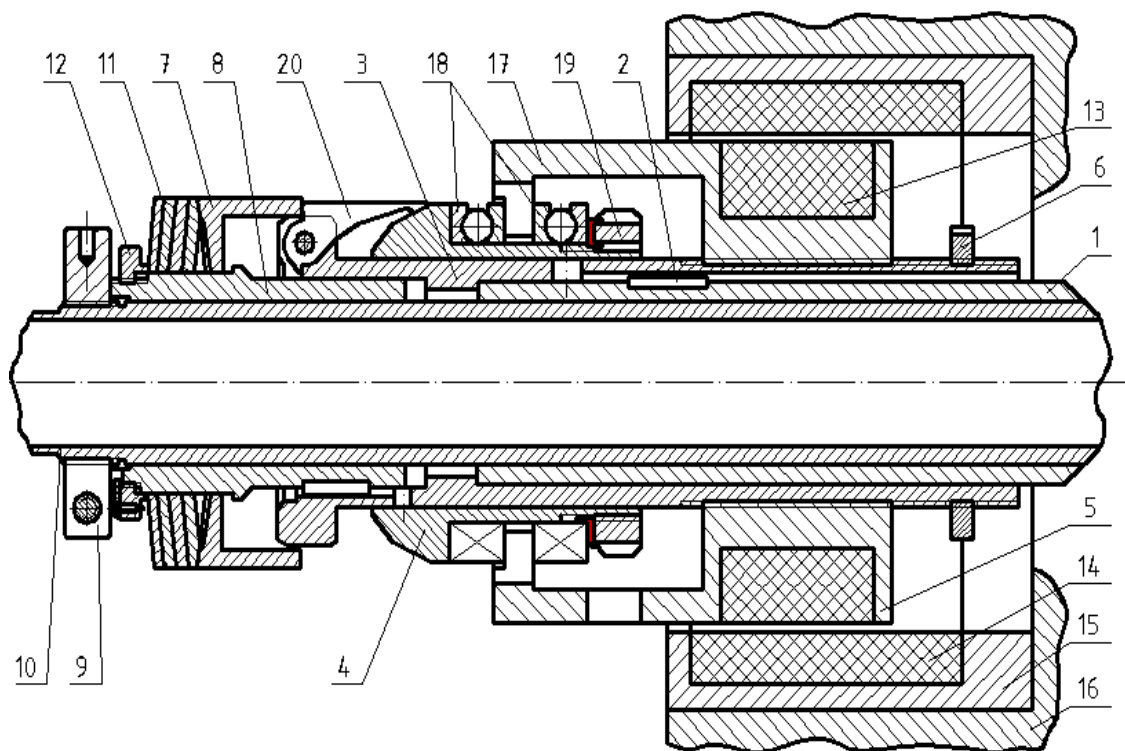


Рис. 7.3. Електромеханічний привод затиску пруткового матеріалу за пат. України на винахід №95323 з механізмом підсилення осьового зусилля

При осьовому переміщенні МЗ 4 важіль 20 провертається і передає осьове зусилля на стакан 7. В даному випадку пристрій для затиску пруткового матеріалу має покращені силові характеристики, а саме може розвинути більше вихідне зусилля на трубі затиску при аналогічній вхідній потужності та радіальних габаритах.

Для компенсації втрати зусилля затиску в ЗП під час обробки на високих частотах обертання (коли затиск відбувається при зупиненому шпинделі, як у напівавтоматах) даний пристрій дозволяє проводити "дозатиск на ходу" шляхом короткочасної подачі струму з відповідними характеристикам на обмотки статора (можливо декілька раз в міру розгону шпинделя). Для прикладу представлений загальний проектний розрахунок запропонованого ПрЗ з електродвигуном без підсилюючих механізмів (важільного ППМ), оскільки момент, що необхідно розвинути електродвигуну, у цьому випадку є значно більшим.

Пристрій для затиску пруткового матеріалу [22] містить встановлений на шпинделі 1 (рис. 7.4) корпус 2 з шарнірно

приєднаним до нього з допомогою важелів 3 і 4 якорем електромагніта 5, що складається з окремо закріплених вантажів, виконаних у вигляді сегментів циліндра (в конкретному прикладі, що показано в матеріалах заявки, вантажі виконані у вигляді трьох сегментів циліндра). Мале плече важеля 3 має можливість силової взаємодії із стаканом 6. На задньому кінці шпинделя 1 встановлена рухома в осьовому напрямі приводна втулка 7, що має можливість одночасної силової взаємодії з гайкою 8, нагвинченою на трубу затиску 9, та стаканом 6 за допомогою набору пружних елементів 10, для попереднього натягу яких використана гайка 11, що встановлена на приводній втулці 7. Правим кінцем труба затиску 9 з'єднана з цанговим патроном (на кресленні не показаний). Радіальна 12 та торцева 13 котушки електромагніта жорстко закріплені на шпиндельному барабані 14 таким чином, що вектори зусиль, які діють на якір 5 (рис. 7.4, в, г) внаслідок його електромагнітної взаємодії з цими котушками, знаходяться в різних площинах.

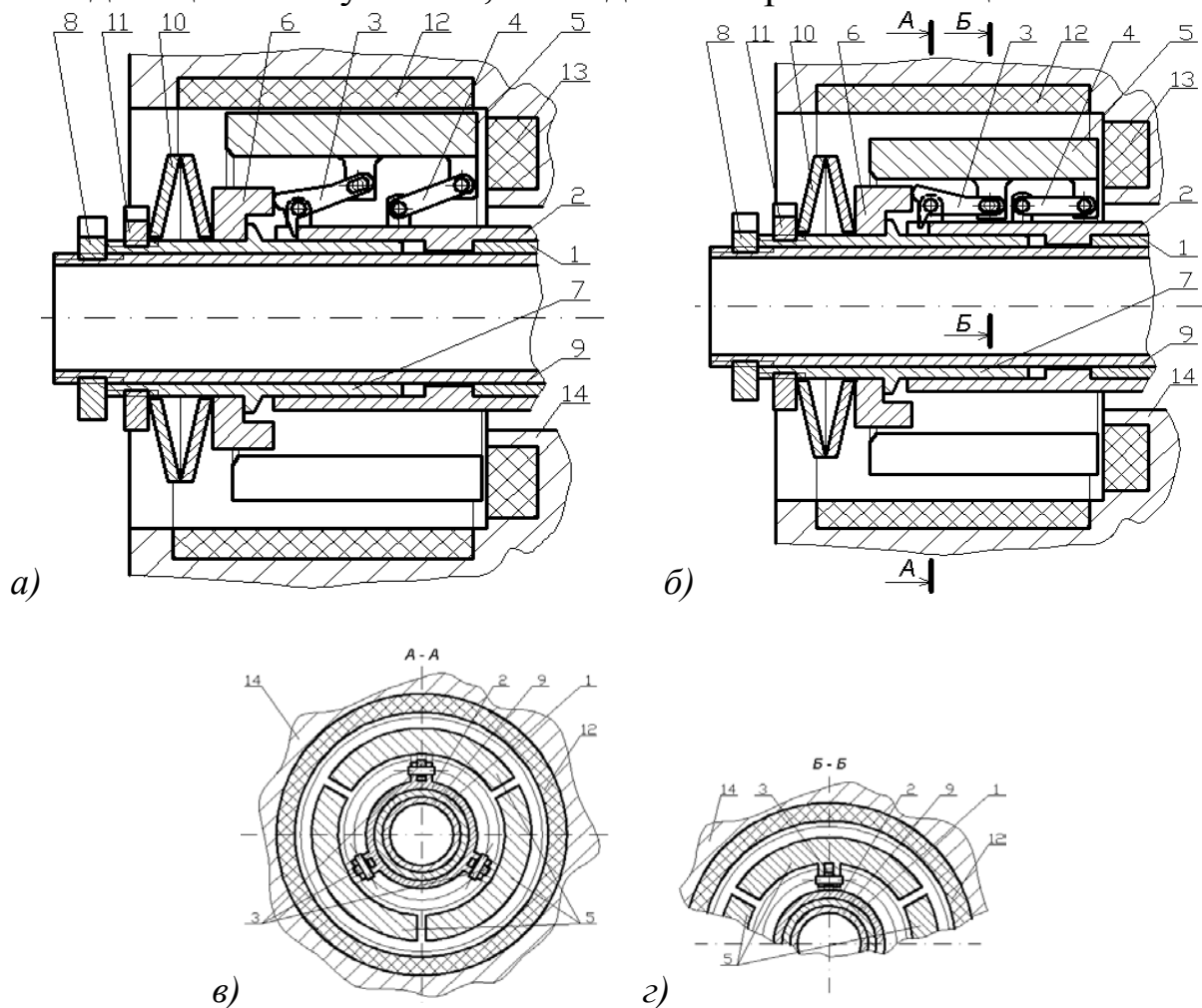


Рис. 7.4. Пристрій для затиску пруткового матеріалу за пат. України на корисну модель №47293: а, б) поздовжні розрізи в стані "затиснуто" і "розтиснуто" відповідно; в, г) поперечні перерізи

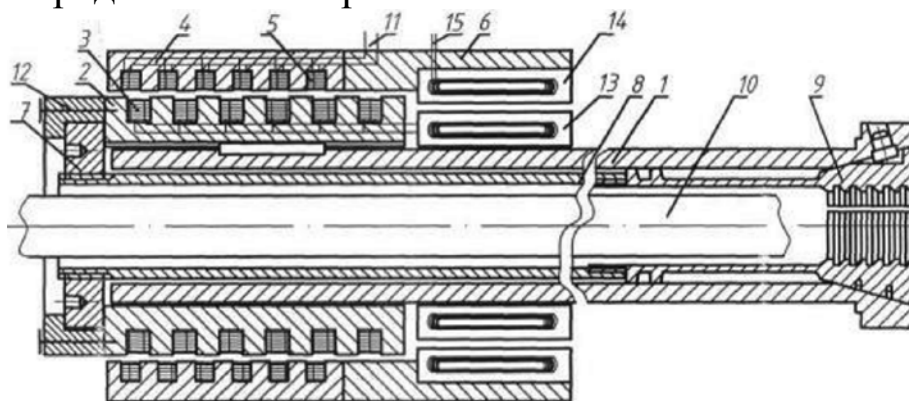
Робота пристрою для затиску пруткового матеріалу відбувається наступним чином. Для здійснення процесу затиску (рис. 7.4, а) до радіальної котушки електромагніта 12 підводиться електричний струм. При цьому вантажі, що складають якір електромагніта 5, притягуються до внутрішньої поверхні радіальної котушки 12, чому сприяє також вплив відцентрових сил інерції, які діють на вантажі під час обертання шпинделя. Робота сил інерції, що діють на вантажі якоря 5, сприяє зменшенню потужності і габаритів котушки 12 та стабілізації зусилля затиску заготовки під час зміни частоти обертання, а також запобігає різкій втраті зусилля затиску заготовки під час обертання шпинделя в разі аварійного відключення живлення котушки 12. Рух вантажів якоря 5 спричиняє повертання важелів 4 і 3, при цьому останній своїм коротким плечем натискає на стакан 6 і передає осьове зусилля через набір пружних елементів 10, гайку 11, рухому втулку 7 та гайку 8 трубі затиску 9.

Для здійснення розтиску (рис. 7.4, б) необхідно припинити подачу електричного струму до радіальної котушки 12 та подати електричний струм до торцевої котушки 13. При цьому вантажі, що складають якір електромагніта 5, притягуються до поверхні торцевої котушки 13, чим спричиняють повертання важелів 3 і 4 в зворотному напрямі відносно процесу затиску та знімають натяг в механізмі. За відсутності натягу під дією пружності пелюсток цанги (на кресленні не показана) відбувається роз-тиск заготовки, що супроводжується рухом труби затиску 9, рухомої приводної втулки 7 та розміщених на них елементів у зворотному напрямі відносно процесу затиску.

Запропонована також конструкція електромеханічного ПрЗ (рис. 7.5), що містить ряд активних магнітних елементів для передачі та перетворення енергії. Пристрій для затиску містить встановлений на шпинделі 1 рухомий в осьовому напрямі ротор 2 з розміщеними на ньому магнітними елементами 3, що мають можливість електромагнітної взаємодії з встановленими на статорі 4 електромагнітами 5. При цьому статор 4 жорстко з'єднаний з корпусом 6, а ротор 2 має можливість силової взаємодії із гайкою 7, котра базується на різьбовій поверхні труби 8, що має можливість силової взаємодії також із затискним патроном 9, наприклад, цанговим для затиску прутка 10.

Робота пристрою для затиску відбувається наступним чином. Для здійснення процесу затиску прутка 10 на роз'єми 11

електромагнітів 5 по черговому подається електричний струм, внаслідок чого навколо електромагнітів 5 по черговому утворюється електромагнітне поле, що взаємодіє з одним найближчих магнітних елементів 3 ротора 2 і спричиняє в них появу осьового зусилля. Внаслідок того, що магнітні елементи 3 жорстко зв'язані з ротором 2, осьове зусилля передається на ротор 2 і спричиняє його осьове переміщення відносно статора 4 та шпинделя 1 на величину, яка залежить від фактичного діаметра прутка 10, що затискається. Осьове переміщення ротора 2 через гайку 7 передається на трубу затиску 8 та затискний патрон 9. Процес затиску продовжується до моменту досягнення необхідного зусилля затиску, яке залежить лише від параметрів струму, що подається на обмотки статора 4 і є стабільним, тобто не залежить від величини відхилення радіальних розмірів оброблюваного прутка. Поступальний рух ротора 2 припиняється самовільно при досягненні необхідного зусилля затиску і, як наслідок зростання зусилля, що протидіє його осьовому переміщенню. Для здійснення розтиску на роз'єми 11 подається струм з характеристиками, які зумовлюють рух ротора 2 в протилежному напрямі, у порівнянні з процесом затиску. Це спричиняє рух гайки 7 та труби затиску 8 у зворотному напрямі за допомогою диска 12, з'єднаного з ротором 2. Пруток розтискається. Для покращення силових характеристик пристрою для затиску магнітні елементи 3 ротора 2 виконано у вигляді електромагнітів, котрі живляться від генератора, ротор 13 якого нерухомо закріплено на шпинделі 1, а статор 14 жорстко з'єднаний із корпусом 6 та живиться електроенергією через роз'єми 15. В даному випадку пристрій для затиску має покращені силові характеристики, а саме може розвинути більше вихідне зусилля на трубі затиску при аналогічних радіальних габаритах.



*Рис. 7.5. Пристрій для затиску пруткового матеріалу за пат.
України на корисну модель №95863*

ПрЗ з копіювально-стержневим механізмом

ЗМ, які мають у своєму складі ПрЗ з геометричним замиканням, є представниками механічних систем з геометричним замиканням кінематичного ланцюга [3, 13]. Така система містить в собі ведучі, нерухомі та ведомі ланки і створює сумарну деформацію цих ланок, яка рівна різниці між кінематично обумовленим та фактичним ходом останньої веденої ланки системи, що замикається на її нерухому ланку. Цим ПрЗ притаманний основний недолік системи з геометричним замиканням: нестабільність розміру однієї з ведених ланок системи породжує нестабільність сумарної деформації всіх ланок при замиканні. Такою ланкою в системі ЗМ є заготовка, фактичний розмір якої знаходиться в межах деякого поля допуску. Наслідком цього є нестабільність зусилля затиску заготовок одного номінального розміру.

Прагнення забезпечити надійний затиск гарячекатаних заготовок, що мають значні відхилення діаметра (велике поле допуску) призвело до використання ПрЗ з пружинним силовим замиканням. Недоліками пружинного затиску є пониження жорсткості затиску заготовок (як наслідок втрата точності та продуктивності обробки), громіздкість конструкції, недовговічність пружин. Частково вирішити проблеми, пов'язані із затиском некаліброваних прутків, можна шляхом застосування в ЗМ самоналагоджувальних ПрЗ. Також вирішенню проблем, що пов'язані із затиском некаліброваних прутків, сприяє застосування ПрЗ, в яких реалізовані конструкції, що зображені на рис. 7.6, 7.7.

ПрЗ [19] містить встановлений на шпинделі 1 (рис. 7.6) роликовий ППМ, виконаний із корпусу 2, упорної та натискної шайб 3 і 4, роликів 5.

На корпусі, з можливістю взаємодії з роликами, встановлена МЗ 6 з внутрішньою фасонною поверхнею. На задньому кінці шпинделя 1 встановлені рухома в осьовому напрямі натискна втулка 7, пружний елемент 8 і гайка 9, нагвинчена на трубу затиску 10. Правим кінцем труба з'єднана з ЗП (не показаний). Копіювально-стержневий механізм складається з важелів 11 і 12, шарнірів 13 і 14, середнього шарніра 15, а також із копіра 16, жорстко закріпленого на шпинделі 1. Копір має на зовнішній поверхні три рівномірно розташованих по колу фасонних скоси (рис. 7.6, а). Середній шарнір 15 має вид осі з центральним виступом, яким взаємодіє з копіром. Стержні 11 і 12 опираються на шарніри 14 і 13, які встановлені на виступах

відповідно натискної шайби 4 і натискної втулки 7 (рис. 7.6, б, в). Від осевого зміщення шарніри 14 і 13 застраховані штопорними шайбами 17. Кожух 18 утримує стержні 11 і 12 з середніми шарнірами 15 від згину в напрямку від осі обертання шпинделя в процесі складання і наладки механізму, за відсутності труби затиску або прутка, який затискається. Стержні 11 і 12 частково входять в пази, що виконані в натискній шайбі 4 і в натискній втулці 7. На своїх торцях шайба 4 і втулка 7 мають поверхні, які за розмірами відповідають шарнірам 13 і 14.

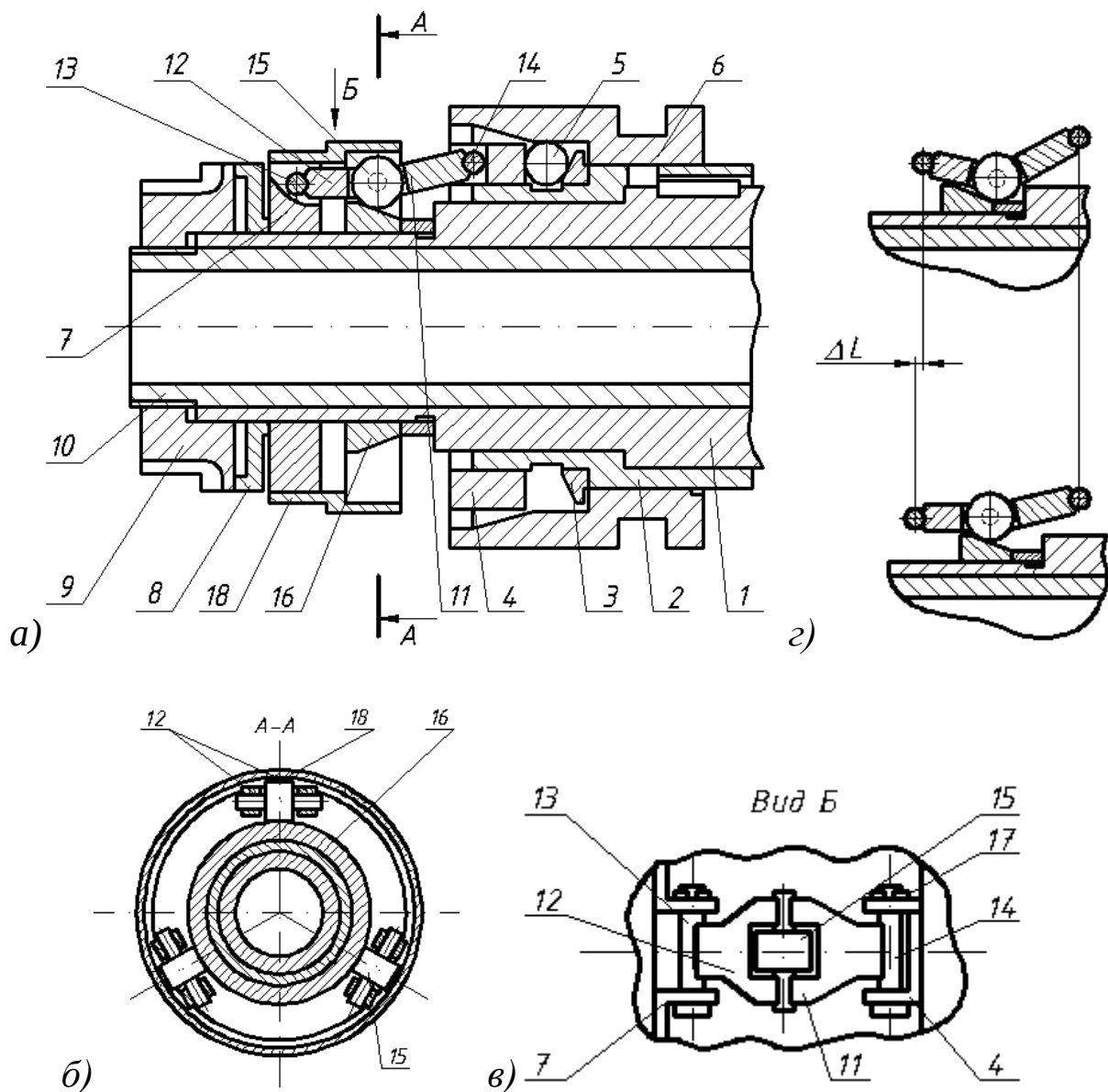


Рис. 7.6. ПрЗ за пат. України на корисну модель №28411:
 а) поздовжній розріз; б) поперечний переріз; в) вид на копіювально-стержневий механізм; г) граничні стани копіювально-стержневого механізму

Робота ПрЗ відбувається наступним чином. Під час затиску МЗ 6 зміщується вліво (рис. 7.6, *a*), втискаючи фасонною поверхнею ролики 5. В результаті взаємодії роликів з похилим торцем упорної шайби 3 натискна шайба 4 зміщується вліво на постійну величину, яка не залежить від фактичного діаметра прутка. Далі осьове зусилля через шарнір 14, важіль 11, шарнір 15, важіль 12 і шарнір 13 передається натискній втулці 7, а потім через пружний елемент 8 і гайку 9 – трубі затиску 10 і ЗП. Початкове розміщення важелів 11 і 12 та копіра 16 таке, що у процесі затиску і розтиску сприяє притисканню середнього шарніра 15 до копіра 16. Затиск заготовок різних діаметрів з стабільним зусиллям забезпечують взаємодіючі з середнім шарніром 15 ділянки копіра 16. При затиску прутка максимального діаметра осьовий хід труби затиску менший, ніж при затиску прутка номінального діаметра. Тому для уникнення надмірного затиску довжина копіювально-стержневого механізму повинна бути зменшена. Це досягається за рахунок більшого згину копіювально-стержневого механізму (рис. 7.6, *з*). Більший згин забезпечується профілем копіра, при цьому точка контакту середнього шарніра 15 зміщується в напрямку до осі обертання шпинделя. При затиску прутка мінімального діаметра хід труби затиску 10 повинен бути більший, ніж при затиску прутка номінального діаметра. Для збереження зусилля затиску таким, як і при затиску прутка номінального діаметра, довжина копіювально-стержневого механізму повинна бути збільшена. Це досягається розпрямленням копіювально-стержневого механізму (рис. 7.6, *з*), при цьому точка контакту середнього шарніра 15 зміщується вліво по копіру 16 і в напрямку від осі обертання шпинделя.

Зусилля, що розвивається цанговим патроном, для затиску прутка дорівнює:

– при мінімальному діаметрі прутка $F_{\Sigma r2}^1 = C_y(\Delta f_{\min} + \Delta L)K_{\Pi \min}$;

– при максимальному діаметрі $F_{\Sigma r2}^2 = C_y \cdot \Delta f_{\min} \cdot K_{\Pi \max}$,

де C_y – жорсткість пружної системи привода і механізму затиску; $\Delta f_{\min}$ – мінімальний натяг пружної системи механізму, налаштований регулювальною гайкою; $K_{\Pi \max}$ і $K_{\Pi \min}$ – коефіцієнти підсилення відповідно при затиску прутків максимального і мінімального діаметрів; ΔL – різниця довжин радіальних ходів губки затискної цанги.

Виходячи з вимог рівності сил затиску $F_{\Sigma r2}^1 = F_{\Sigma r2}^2$, тобто $(\Delta f_{\min} + \Delta L) \cdot K_{\Pi \min} = \Delta f_{\min} \cdot K_{\Pi \max}$, можна визначити величину ΔH підйому профілю копіра $\Delta H = \Delta f_{\min} \cdot \frac{K_{\Pi \max} - K_{\Pi \min}}{K_{\Pi \min}} \cdot \operatorname{ctg} \alpha$, де α – кут, утворений конусом затискної цанги відносно осі обертання шпинделя.

Відцентрова сила, що діє на шарнір 15 під час обертання шпинделя, збільшує величину вихідного зусилля ПрЗ, що частково компенсує втрату зусилля затиску в ЗП через дію відцентрових сил, тобто сприяє стабілізації зусилля затиску ЗМ при підвищенні частоти обертання шпинделя. Для розтиску МЗ 6 зміщується вправо. Пруток розтискається під дією сили пружності пелюсток цангового патрона. Техніко-економічна ефективність ПрЗ обумовлена стабілізацією сил затиску прутків.

ПрЗ [20] містить встановлену на шпинделі 1 (рис. 7.7) ЗМ 2 із зовнішньою фасонною поверхнею та важільний ППМ, що виконаний з рухомого корпусу 3, закріпленими на ньому поворотними важелями 4, встановленого на корпусі копіювально-стержневого механізму 5, при цьому важелі 4 мають можливість одночасної взаємодії також з шпинделем 1 і ЗМ 2. Встановлений на шпинделі 1 корпус 5 має можливість силової взаємодії з рухомим корпусом 3 через пружну ланку 6 у вигляді пакета тарілчастих пружин, для попереднього натягу яких використовується встановлена на корпусі 5 гайка 7. На задньому кінці шпинделя 1 встановлена рухома в осьовому напрямі натискна втулка 8, що має можливість силової взаємодії з гайкою 9, нагвинченою на трубу затиску 10. Правим кінцем труба 10 з'єднана з ЗП (не показаний). Копіювально-стержневий механізм складається з важелів 11 і 12 (рис. 7.7, б), шарнірів 13 і 14, середнього шарніра 15, а також із копіра 16, рухомо закріпленого на корпусі копіювально-стержневого механізму 5. Копір 16, зовнішня поверхня якого містить три рівномірно розташованих по колу фасонних скоси, має можливість силової взаємодії з нагвинченою на корпус 5 гайкою 18 через пружину 17 та з рухомим корпусом 3 – через вгвинчений у копір штовхач (штангу) 19, який проходить через проріз "а" (рис. 7.7, в) в пружній ланці 6. Середній шарнір 15 (рис. 7.7, б) має вид осі з центральним виступом, яким взаємодіє з копіром. Стержні 11 і 12 опираються на шарніри 14 і 13, що встановлені на виступах відповідно корпусу 5 і натискної втулки

8. Від осевого зміщення шарніри 14 і 13 застраховані штопорними шайбами 20.

Робота ПрЗ відбувається так. При затиску МЗ 2 зміщується вліво (рис. 7.7, а), взаємодіючи фасонною поверхнею з великим плечем важеля 4. При цьому в результаті взаємодії малого плеча важеля 4 з шпинделем 1 рухомий корпус 3 важільного ППМ зміщується вліво на постійну величину, яка не залежить від фактичного діаметра прутка, що затискається. Осьове зусилля, що виникає на рухомому корпусі 3, передається через пружну ланку 6 на корпус 5, шарнір 14, важіль 11, шарнір 15, важіль 12, шарнір 13, натискну втулку 8, а потім через гайку 9 – трубі затиску 10 і ЗП. Початкове розміщення важелів 11 і 12 та копіра 16 таке, що у процесі затиску і розтиску сприяє притисканню середнього шарніра 15 до копіра 16.

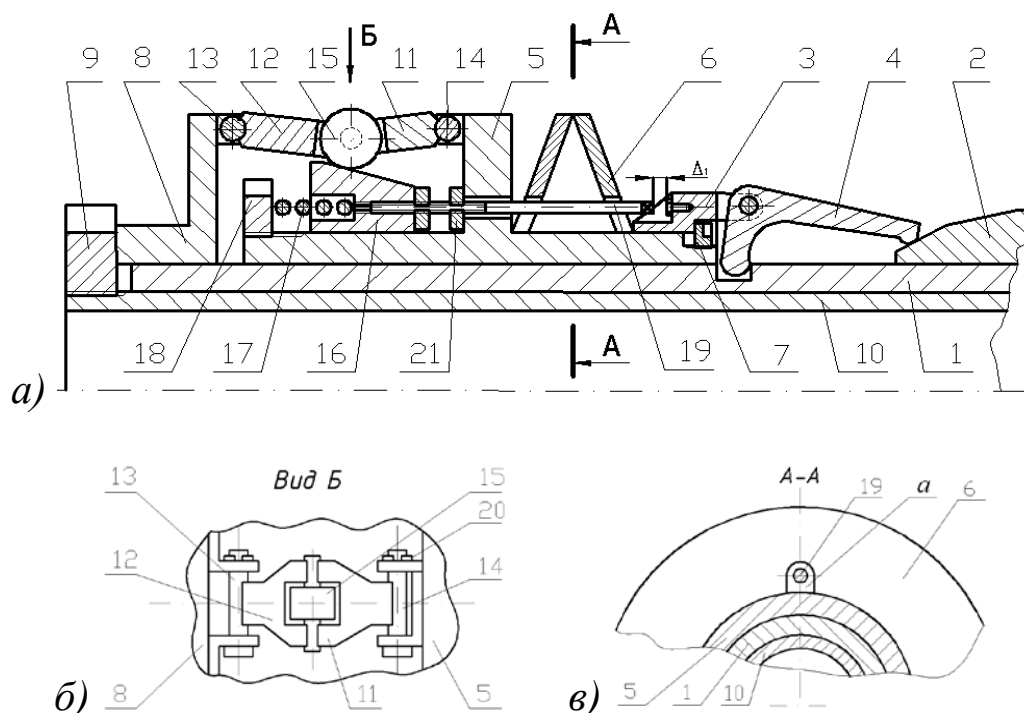


Рис. 7.7. ПрЗ за пат. Україн на корисну модель №29479:
а) поздовжній розріз; б) поперечний переріз; в) вид на копіювальний механізм

Затиск заготовок різних діаметрів з стабільним зусиллям забезпечують взаємодіючі з середнім шарніром 15 ділянки копіра 16. При затиску прутка максимального діаметра осьовий хід труби затиску менший, ніж при затиску прутка мінімального діаметра. Тому для уникнення надмірного затиску довжина копіювально-стержневого механізму повинна бути зменшена. Це досягається за

рахунок більшого згину копіювально-стержневого механізму. Більший згин забезпечується зміщенням точки контакту середнього шарніра 15 з копіром 16 в напрямку до осі обертання шпинделя. Це відбувається внаслідок прошовхування вліво копіра 16 рухомим корпусом 3 через штангу (штовхач) 19 після вибору зазору Δ_1 (рис. 7.7, *а*). Величина зазору Δ_1 рівна деформації пружної ланки, яка відповідає оптимальній величині натягу системи при затиску прутка найменшого діаметра і регулюється з допомогою різьбового з'єднання шляхом зміни довжини виступаючої з копіра 16 частини штанги (штовхача) 19.

Для розтиску МЗ 2 зміщується вправо. При цьому під дією сили розтиску пружини 17 копір повертається у вихідне положення – до упора гайки 21 в корпус 5. Пруток розтискається під дією сили пружності пелюсток цангового патрона.

Кулькові ПрЗ

Механізм затиску прутка [25] містить кульковий ППМ, що складається з встановлених на шпинделі 1 (рис. 7.8, *а*) рухомого в осьовому напрямі натискного стакану 5, нерухомо прикріпленого до шпинделя 1 гвинтами 15 (рис. 7.8, *б*) опорного стакану 3, розміщених між торцями стаканів 3 і 5 тіл кочення 4 та МЗ 2. МЗ 2 застрахована від провертання відносно шпинделя 1 шпонкою 16 з можливістю осьового переміщення і взаємодії зовнішньою фасонною поверхнею, що розміщена на виступах МЗ, просунутих крізь отвори в опорному стакані 3, з тілами кочення 4. На задньому кінці шпинделя встановлена пружна ланка, яка складається з розміщених на втулці 11 натискного диска 9, пакета тарілчатих пружин 10 та гайки 12. При цьому втулка 11 має можливість осьового переміщення і силової взаємодії з трубою затиску 14 через гайку 13, а також з натискним диском 9 через гайку 12 і пакет тарілчатих пружин 10. Механізм відцентрової дії складається із пари стержнів 6 і 8, які шарнірно прикріплені одним кінцем до натискного стакану 5, а іншим до вантажу 7 так, що вантаж 7 може здійснювати плоско-паралельний рух в площині поздовжнього січення шпиндельного вузла. При цьому важіль 8 має можливість силової взаємодії з натискним диском 9.

Робота механізму затиску відбувається наступним чином. При затиску МЗ 2 зміщується вліво (рис. 7.8, *а*), розтискаючи розміщеною на її виступах фасонною поверхнею кульки 4. В результаті силової взаємодії кульок 4 з фасонною поверхнею торця упорного стакану 3

натискний стакан 5 зміщується вліво. Осьове зусилля ППМ через важіль 8 і його шарнір передається натискному диску 9, а потім через пакет тарілчастих пружин 10 на гайку 12, втулку 11, гайку 13 до труби затиску 14 і ЗП (не зображений). Початкове (у статиці) розміщення вантажу 7 є найближчим можливим до осі обертання шпинделя.

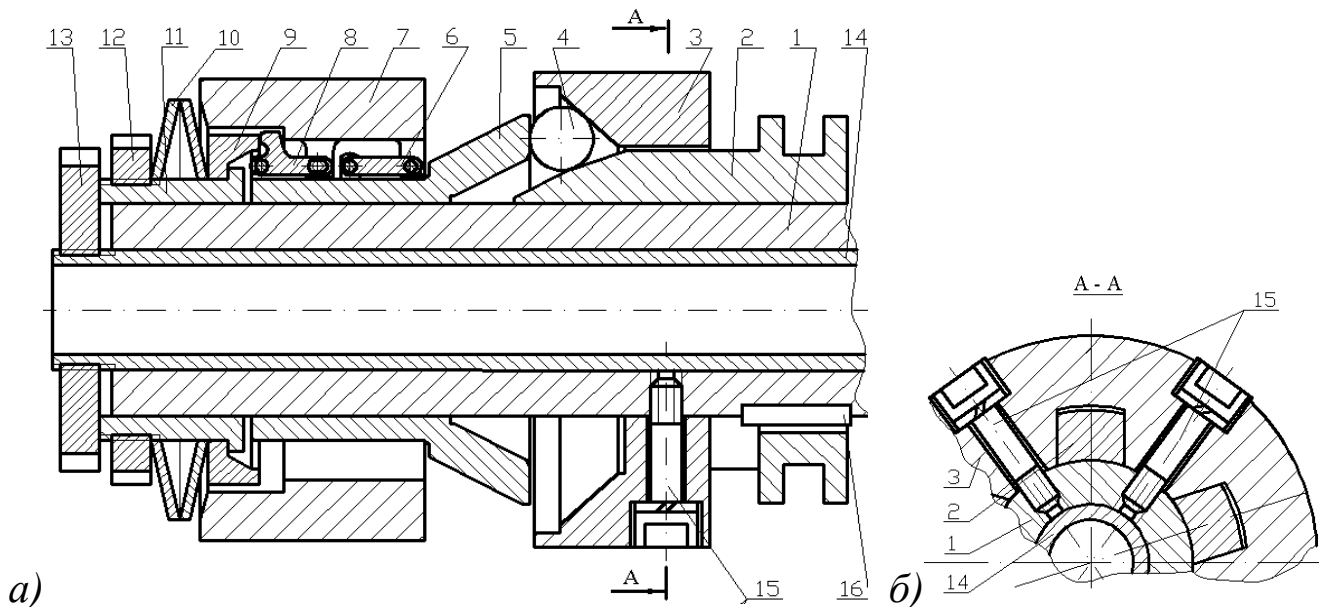


Рис. 7.8. Механізм затиску прутка за пат. України на корисну модель №30408: а) поздовжній переріз; б) поперечний переріз

Отримання додаткового вихідного осьового зусилля відбувається під час обертання шпиндельного вузла за рахунок відведення силами інерції вантажу 7 в напрямку від осі його обертання. Це спричиняє появу зусилля, прикладеного в напрямку від осі обертання шпинделя до шарнірно приєднаного до вантажу 7 кінця стержня 8. При цьому виникає додаткова силова взаємодія стержня 8 з натискним диском 9, яка далі через пакет тарілчастих пружин 10, гайку 12, втулку 11 та гайку 13 передається трубі затиску 14 і ЗП.

В іншому варіанті запропонованого пристрою (рис. 7.9) замість опорного стакана 3 (рис. 7.8, б), який необхідно кріпити до шпинделя 1 гвинтами 15, використовується опорний стакан 17 (рис. 7.9), що опирається на виступ шпинделя 20 з ступінчастим профілем зовнішньої циліндричної поверхні. Натискний стакан у варіанті (рис. 7.9, а) складається з двох частин – циліндра 19 і шайби 18.

Створення широкодіапазонних ЗМ дозволяє [5]: знизити витрати металу та інструменту при калібруванні прутка, підвищити продуктивність шляхом скорочення витрат часу на заміну ЗП, скоротити їх номенклатуру.

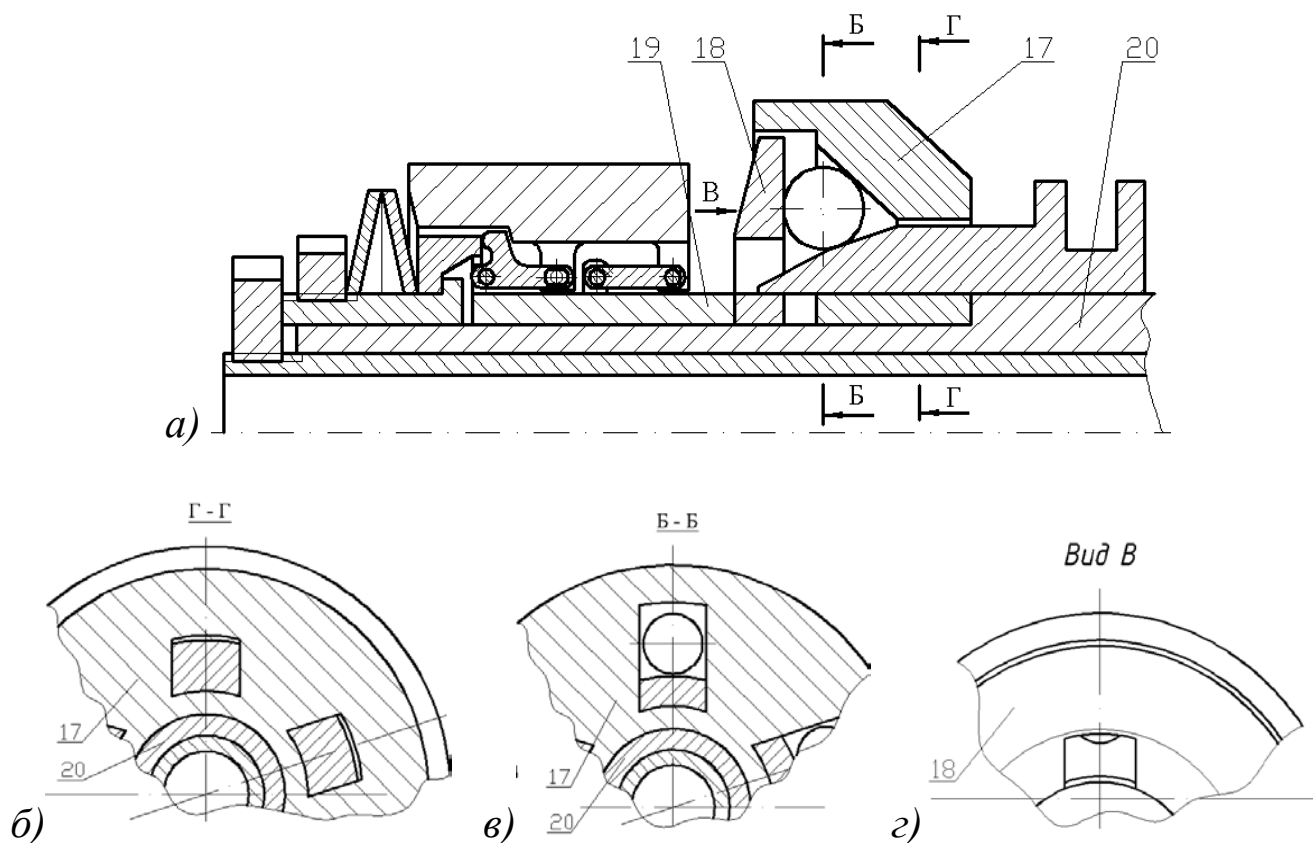


Рис. 7.9. Варіант виконання механізму затиску прутка за пат. України на корисну модель №30408: а) поздовжній переріз; б, в) поперечні перерізи; г) вид на шайбу натискного стакана

Пристрій для затиску заготовки (рис. 7.10) дозволяє дискретно змінювати величину ходу труби затиску, тобто здійснювати затиск заготовок різного розміру. Цей пристрій [21] містить нерухомо закріплену на шпинделі 1 упорну втулку 2, оснащену зовнішньою фасонною поверхнею, яка утворюється набором однакових кільцевих канавок із сталим кроком h трапецієвидного профілю, МЗ 4 із внутрішньою фасонною поверхнею, розміщений між ними рухомий сепаратор 5, оснащений отворами для утримування декількох груп тіл кочення 6, розміщених з кроком t , які послідовно мають можливість одночасної силової взаємодії з упорною втулкою 2, МЗ 4 і сепаратором 5. При цьому сепаратор 5 має можливість силової взаємодії з трубою затиску 3 через розміщену на шпинделі 1 рухому групу упорно-пружних елементів 7 і гайку 8. Від кількості груп тіл кочення 6 та величини ходу сепаратора p , яка виникає при спрацюванні однієї групи передавально-підсилювальних елементів, залежить максимальна величина ходу (ширина діапазону) труби затиску і дискретність її зміни.

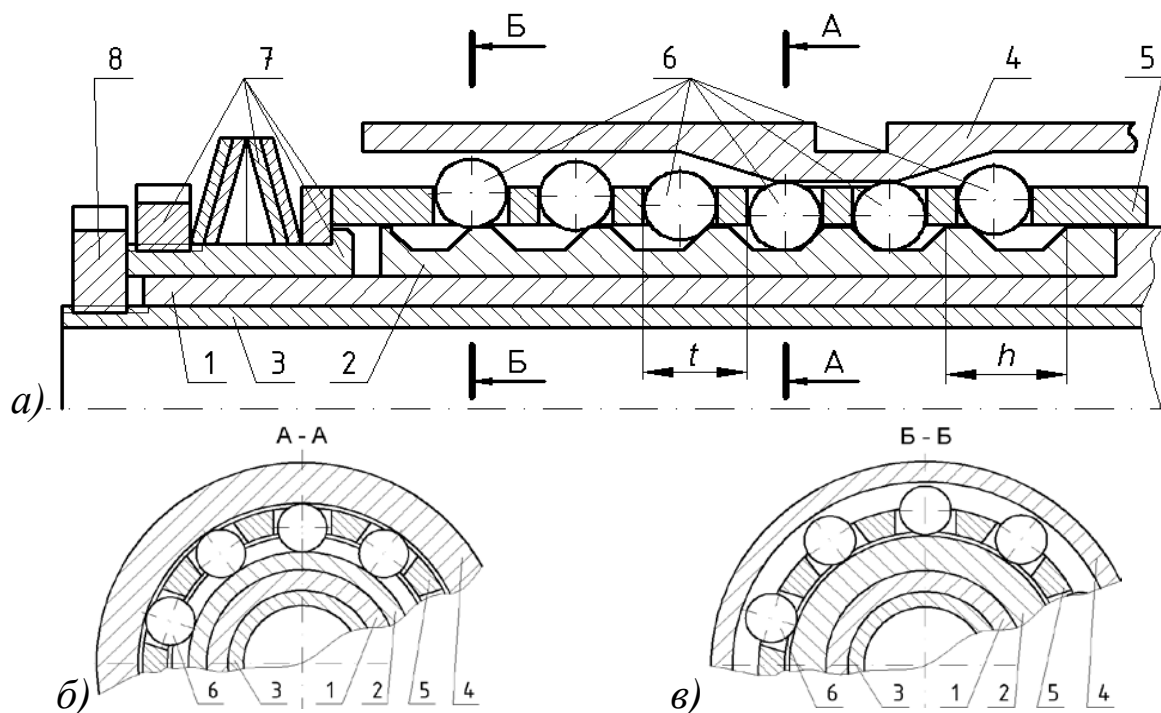


Рис. 7.10. Пристрій для затиску пруткового матеріалу за пат. України на корисну модель №31597: а) поздовжній розріз; б) і в) поперечні перерізи

В другому варіанті запропонованого ПрЗ (рис. 7.11) замість виступів МЗ 4, які утримують тіла кочення в отворах сепаратора, застосовується охоплююча труба 9 з поздовжніми прорізами, через які відбувається взаємодія фасонної поверхні МЗ 10 з тілами кочення 6. Охоплююча труба 9 обіймає зовнішню поверхню сепаратора 5 і утримує тіла кочення 6 в його отворах. МЗ 10 (рис. 7.11, а, б) в даному випадку (порівняно з МЗ 4) має менші осьові габарити, що зменшує габарити усього пристрою, і додаткові пази на внутрішній фасонній поверхні (рис. 7.11, б).

В третьому варіанті запропонованого пристрою (рис. 7.12), порівняно з другим, сепаратор 5 (рис. 7.11, б, в) та охоплююча труба 9 виконані як одне ціле – у вигляді складного сепаратора 11 (рис. 7.12, б). Тобто функції сепаратора 5 (рис. 7.11) та охоплюючої труби 9 виконує один складний сепаратор 11 (рис. 7.12). Переваги – зменшення радіальних габаритів при збільшенні ходу труби затиску і забезпечення можливості його дискретного варіювання.

Робота пристрою для затиску пруткового матеріалу відбувається наступним чином. При затиску МЗ 4 зміщується вліво, послідовно взаємодіючи своєю фасонною поверхнею окремо з кожною із груп тіл кочення 6, які також мають можливість одночасної взаємодії з фасонною поверхнею упорної втулки 2 і сепаратором 5.

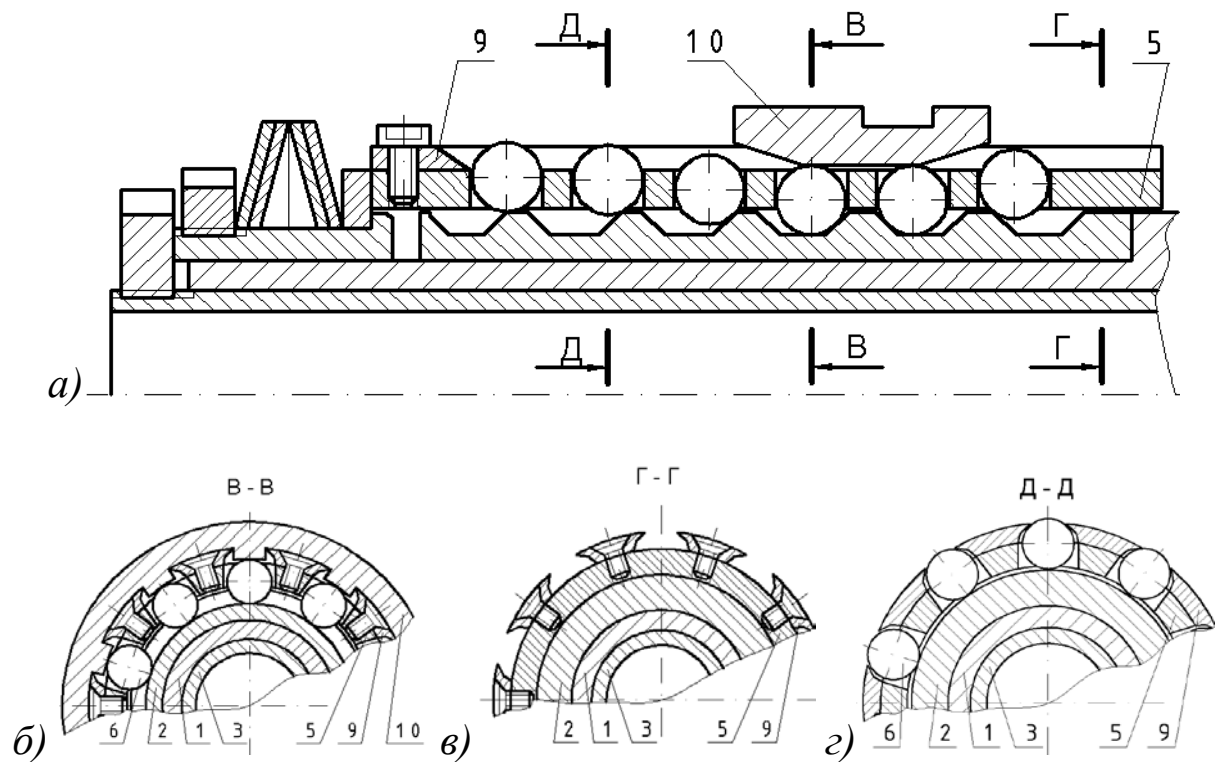


Рис. 7.11. Варіант виконання пристрою для затиску пруткового матеріалу за пат. України на корисну модель №31597: а) поздовжній розріз; б, в, г) поперечні перерізи

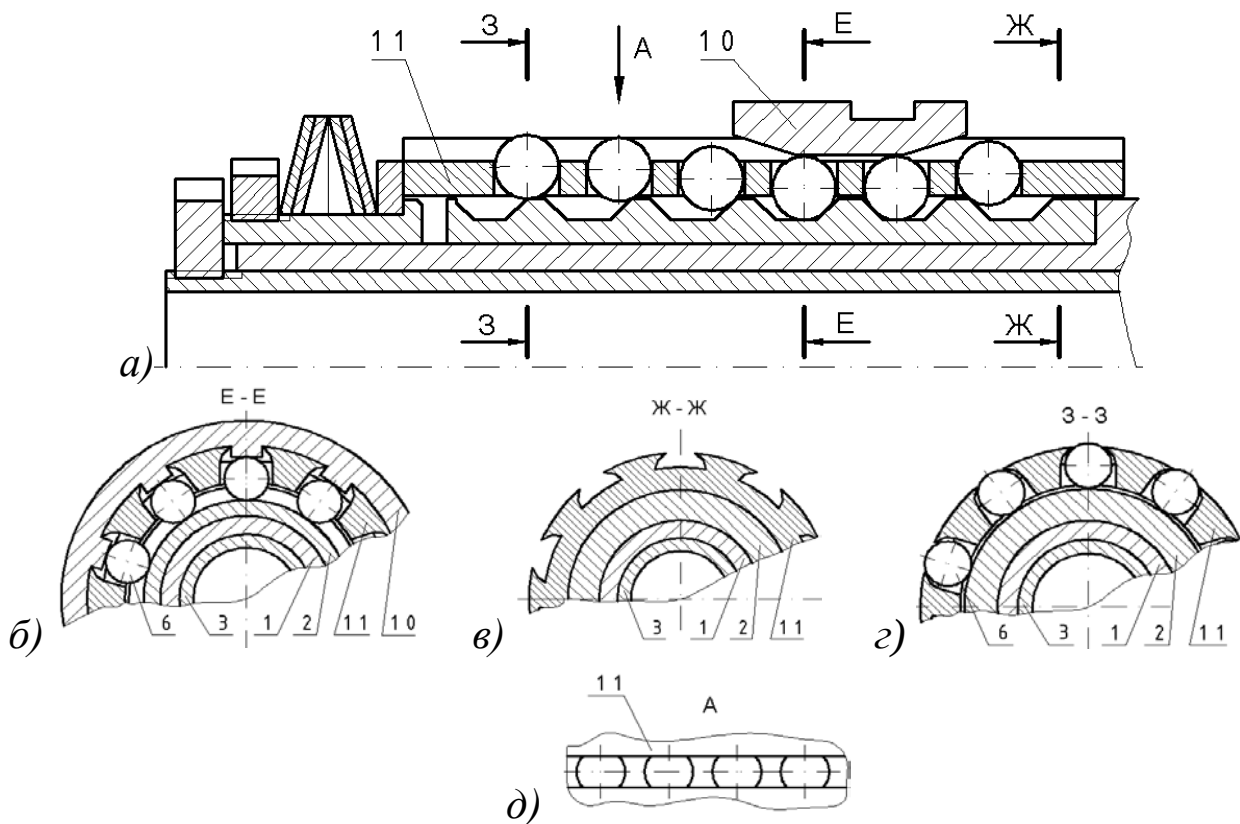


Рис. 7.12. Варіант виконання пристрою для затиску пруткового матеріалу за пат. України на корисну модель №31597: а) поздовжній розріз; б, в, г) поперечні перерізи; д) вид на сепаратор

Послідовність роботи груп ППМ забезпечується зміщенням кроку t їх розміщення відносно кроку h фасонної поверхні втулки 2 на величину p , яка рівна величині переміщення сепаратора при спрацюванні однієї групи передавально-підсилювальних елементів $p=h-t$. Осьове зусилля, що виникає на сепараторі 5, передається через групу упорно-пружних елементів 7 і гайку 8 на трубу затиску 3. Від кількості груп тіл кочення 6, з якими взаємодіяла, в кожному окремо взятому процесі затиску, МЗ 4, залежить величина ходу труби затиску кожного окремо взятого процесу затиску. Тобто один пристрій для затиску пруткового матеріалу може мати декілька дискретних значень величини ходу труби затиску, які залежать від величини ходу МЗ. При розтиску МЗ 4 зміщується вправо, взаємодіючи з тілами кочення 6, що спричиняє рух сепаратора 5 у зворотному напрямі до крайнього вихідного положення.

7.3. Задачі параметричного синтезу приводів затиску

Однією з основних вимогою до якості ЗМ є його параметрична надійність [5], тобто підтримка при дії збурень (в т. ч. вплив відцентрових сил інерції) продовж певного терміну експлуатації необхідної сили затиску заготовки, забезпечення необхідної жорсткості і точності її базування, а також забезпечення стабільності цих параметрів в заданих межах.

З усіх рівнів проектування найбільш розроблений і формалізуємий рівень параметричної оптимізації. Параметрична оптимізація широко використовується при проектуванні ЗМ і ПрЗ [5]. Вибір конструкції ЗМ та розрахунок його оптимальних параметрів є завершальним етапом оптимального конструювання. В ЗМ параметрична оптимізація повинна бути поетапною:

- із умови забезпечення вимог технологічного процесу визначається оптимальна сила затиску деталі в ЗП;
- за важливістю характеристик ЗП визначаються його оптимальні параметри відповідно до яких визначаються необхідні характеристики руху вихідної ланки ПрЗ;
- виходячи з мінімальної витрати енергії для замкнутого контуру (деколи і для відкритого) та високого к.к.д. (або коефіцієнта підсилення) для закритого контуру оптимізуються інтегральні параметри (тиск, жорсткість пружної ланки, передавальні відношення);

– виходячи з необхідних габаритних розмірів, мінімальної металоємності, міцності, довговічності та заданої швидкодії оптимізуються геометричні параметри ЗМ, далі проводиться їх кінематичне та динамічне дослідження з метою коректування характеристик та підбору потужності джерела та перетворювачів енергії.

Процес конструювання ЗМ доцільно розділити на два етапи:

- вибір схем ЗП, ПрЗ та системи управління;
- розробка конструкції вузлів та найбільш відповідальних елементів.

При виборі схем обираються місця розташування елементів та зв'язків, між ними розподіляються функції, що дозволяє попередньо оцінити та визначити деяку множину схем. Коли схеми ЗП та відповідних їм ПрЗ обрано вони піддаються всебічному розгляду, порівняльній оцінці та критиці. Аналіз таких варіантів дозволяє обрати з них найбільш доцільні, які за певною ознакою можуть бути розставлені в ряд з врахуванням вагомості значення за одним з важливих показників або за комплексним показником. При виборі конструкцій починається параметрична оптимізація.

Для спрощення рішення задач визначення структури і параметричної оптимізації ЗМ деколи доцільно розглянути її елементи окремо ПрЗ і ЗП.

В задачах параметричної оптимізації (ПО) цільова функція або обмеження (або те і інше) можуть бути лінійними та нелінійними. Наявність певної нелінійності часто суттєво ускладнює рішення задач параметричної оптимізації. З допустимими похибками в ряді випадків нелінійні задачі потрібно приводити до лінійних, багатовимірні: до одно – двох – трьохвимірних (що дозволяє використовувати графічні методи рішення і робить ці задачі наглядними).

Приступаючи до першого етапу конструювання ЗМ, необхідно насамперед уточнити проектне завдання, тобто повний перелік вимог та обмежень, яким повинен відповідати розроблений ЗМ. Для цього потрібно сформулювати попередні вихідні дані, а саме:

- визначити основне цільове призначення ЗМ (визначити характеристики заготовок, що затискаються (штучна заготовка, шестигранний чи круглий прут, тонкостінна чи цільна заготовка, ріжучий інструмент і т.д.);
- виявити граничні умови роботи (для нового верстату чи верстату, який модернізується, види джерела та перетворювачів

енергії, максимальні сили різання, продуктивність та точність обробки та ін.);

- вибрати основний показник якості затиску та визначити його значення (висока осьова точність закріплення, швидкодія, висока радіальна жорсткість закріплення, стабільність силової характеристики і т.п.);

- оцінити інші показники якості за методикою комплексного багатокритеріального оцінювання.

Після визначення вихідних даних, уточнюють обмеження, що визначають вибір схем патрону і приводу: технологічні (сила та жорсткість затиску, максимальний час затиску, швидкість різання, час переналадки на інший типорозмір і т.д.); конструктивні (габарити і технологічність конструкції, схема прикладання зусиль від приводу і т.д.), експлуатаційні (надійність, довговічність і т.д.).

При параметричному синтезі ПрЗ різних структур в якості основного критерію – цільової функції обираються (табл. 7.1):

- для ПрЗ з силовим пружинним замиканням – витрата енергії;
- для самоналагоджувального ПрЗ (СПрЗ) з геометричним замиканням час спрацювання, а точніше час самоналагодження;
- для важільного ПрЗ з геометричним замиканням – максимальний коефіцієнт підсилення.

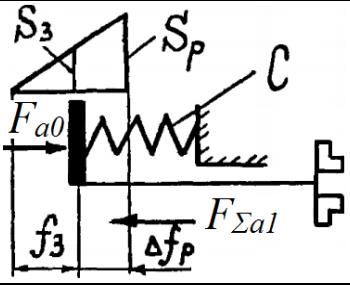
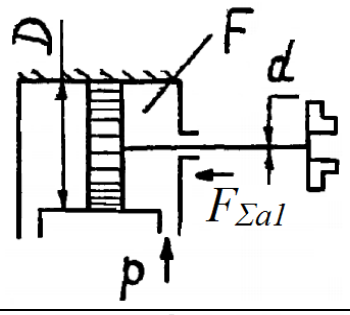
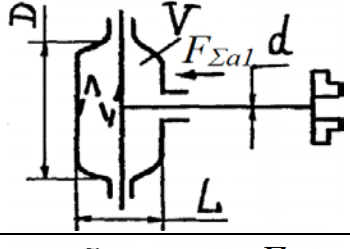
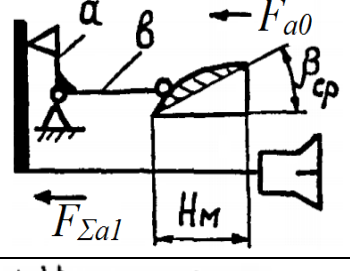
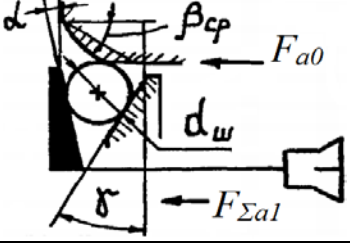
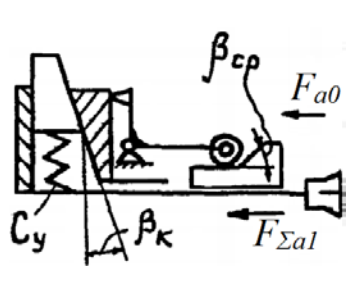
Після вибору схеми ЗМ в цілому, а також оптимальних параметрів приводу і патрону при паралельно-послідовному аналізі та синтезі виникають задачі виміру (випробування), що дозволяють вибрати джерело і перетворювач енергії, додатково відкоригувати параметри конструкції та її елементів. До однієї з таких задач відноситься вибір оптимальної сили затиску, і відповідно, джерела енергії.

Вибір оптимальної сили затиску проводиться паралельно з оптимізацією тих конструктивних параметрів ЗП та ПрЗ, які впливають на силові характеристики, що обмежені умовами: відсутністю зміщення деталі від сил різання та вібрацій, сталістю сили затиску під дією відцентрових сил, не розкриттям натягнутих стиків (жорсткості затиску), не руйнуванням поверхні та невикривленням форми деталі і т.д.

При оптимізації параметрів самоналагоджувальних ПрЗ (СПрЗ) швидкість та точність самоналагодження доцільно вводити в обмеження, ці характеристики визначаються вимогами, що висуваються в цілому до

Таблиця 7.1

Задачі параметричного синтезу ПрЗ

№	Структура та схема ПрЗ		Варіюються (оптимізуються)	Цільова функція	Основні умови та обмеження	
1	Силове замикання	Пружинний		C_y, L_n, D_n, n_θ	$\downarrow E = E_3 + E_P$	$H_3 \geq X_T$ $\Delta f_P = \text{const}$ $C_{\text{ПП}} = \text{const}$
2		Гідравлічний		p, F, D, d	$\downarrow \Sigma Q = Q_3 + Q_{\text{em}}$	$H_3 \geq X_T$ $t_3 = \text{const}$
3		Пневматичний		V, D, L, d	$\downarrow \Sigma Q = Q_3 + Q_P$	$H_3 \geq X_T$ $P_3 = \text{const}$ $F = \text{const}$
4	Геометричне замикання	Важільний		$i_M(\beta_{cp}), i_P(\theta)$	$\uparrow K_{\text{ПП}} = K_P \cdot K_M$	$S \geq S_{\text{min}}, X_T = (0, 5\Delta d + \Delta_{\text{min}}) \cdot 1/L_n$
			Профіль $\beta = \text{var}$		$\downarrow A_{3AT}$	
5	Геометричне замикання	Роликовий		$i_M(\beta_{cp}), i_u(\gamma)$	$\uparrow K_{\text{ПП}} = K_{\text{III}} \cdot K_M$	$\alpha = \text{const}$ $d_u = \text{const}$ $i_{\text{ПП}} = i_{\text{III}} \cdot i_M = \text{const}$
			Профіль $\beta(\gamma) = \text{var}$		$\downarrow A_{3AT}$	
6	Геометричне замикання	Самоналадж.		$C_y, P_{np \text{ max}}, Z_k$	$\downarrow t_{CH}$	$\beta_K \leq 2\varphi$ $t_{CH} \leq t_{B3}$ $C_{\text{ПП}} = \text{const}$ $H_M = \text{const}$ $i_{\text{ПП}} = \text{const}$
				β_{cp}	$\downarrow F_{a0}$	

верстата і обробки деталі. В цьому випадку критерієм оптимізації буде радіальна сумарна сила затиску $F_{\Sigma r2}$ заготовки як цільова функція або найменший хід приводу силового затиску (що дозволяє зменшити час натягу ПСМ), так як ці характеристики визначають довговічність і металоємність деталей та вузлів.

В умовах модернізації діючого верстату критерієм оптимізації звичайно є точність самоналагодження. Швидкодію та радіальну сумарну силу затиску $F_{\Sigma r2}$ потрібно вводити в обмеження.

Перший етап оптимізації заключається у визначенні оптимальних по прийнятому критерію значень основних характеристик вузлів та деталей. Наприклад, для СПрЗ це може бути кут клина β_k . Другий етап оптимізації базується на виборі параметрів кожного з вузлів та деталей приводу. СПрЗ повинний забезпечувати стабільну жорсткість (C_{II} , C_{III}) при зміні в заданих межах пруткової маси заготовки M_{II} . В умовах нового проектування в якості критерію оптимізації параметрів СПрЗ доцільно обирати показник швидкодії в заданому діапазоні відхилень діаметрів Δd заготовок, що затискаються.

Отже, при постановці задач параметричного синтезу ПрЗ різних структур та схем (табл. 7.1) в якості основного критерію – цільової функції варто обрати мінімальні витрати енергії, час спрацювання, потужність процесу «затиску-розтиску» або максимальний коефіцієнт підсилення. Якщо для параметрів, що варіюються (оптимізуються) нелінійні цільові функції мають явний екстремум, то при оптимізації одного або декількох параметрів може бути використаний класичний метод знаходження екстремумів за першою похідною [5]. Враховуючи те, що умова перетворення в нуль часткових похідних є необхідною, але не достатньою умовою екстремуму, всі віднайдені точки піддаються додатковій перевірці. Для цього можна вирахувати значення функції Φ для всіх віднайдених точок та знайти серед них найбільше та найменше значення. Якщо екстремальні значення досягаються на границях області допустимих рішень, то варто вирішувати задачу на умовний екстремум, наприклад, методом множників Лагранжа [5]

Після вибору схем ЗМ загалом, а також оптимальних параметрів ПрЗ та ЗП при паралельно-послідовному аналізі та синтезі виникають задачі вимірювання (випробування), що дозволяють обрати джерело та перетворювачі енергії, додатково відкоригувати параметри

конструкції та її елементів. До однієї з таких задач відноситься вибір оптимальних сил затиску, і як наслідок, потужності джерела енергії.

Вибір оптимального зусилля затиску проводиться паралельно з оптимізацією тих конструктивних параметрів ЗП та ПрЗ, які впливають на силові характеристики, що обмежені умовами: відсутність зміщення деталі від сили різання та вібрацій; втрати сили через дію відцентрових сил інерції; нерозкриття натягнутих стиків (жорсткості затиску); відсутність руйнування поверхонь м'яких та крихких деталей; відсутність спотворення форми деталі; міцності ланок, потужності привода та ін.

7.4. Прогнозування розвитку приводів затиску токарних і фрезерних верстатів з ЧПК для високошвидкісної обробки

Очевидною є тенденція до підвищення швидкості різання під час обробки на ТА, що стало можливим в тому числі завдяки розвитку і впровадженню електроприводів нового покоління (електрошпинделів) та широкому розповсюдженню мехатронних систем у верстатобудуванні. Сучасні ТА дають змогу розвивати високу частоту обертання (8-12 тис. об/хв) і вимагають швидко переналагоджуваного, швидкодіючого та придатного для роботи на високих частотах обертання оснащення. В такому контексті основними напрямками розвитку ПрЗ для ТА є:

- створення і дослідження широкоуніверсальних ПрЗ з можливістю ефективного затиску заготовок на високих частотах обертання.
- пошук і вибір принципів: підвищення стабільності затиску заготовки на високих частотах обертання; підвищення швидкодії і зменшення часу допоміжних рухів, несумісних і зв'язаних з переналагодженням механізмів; високоефективного процесу «затиску-розтиску» на високих частотах обертання з мінімальними витратами енергії.

Для ПрЗ, як структурного елемента металорізального верстата, характерна велика інертність, оскільки зміни в тенденції розвитку верстатів і їх вузлів не відбуваються миттєво [8]. Тому ПрЗ, як і металорізальні верстати, розвиваються згідно закону прогресивного розвитку техніки, тобто еволюційні зміни, що відбуваються в конструкції ПрЗ, здебільшого викликані вимогами підвищення продуктивності, точності та надійності затиску. Еволюційний характер розвитку ПрЗ проявляється в межах одного і того ж самого

технічного принципу, а сам розвиток є результатом модернізації його конструкції і параметрів окремих компонентів: конструкції ППМ, ваги та геометричних розмірів його елементів, матеріалів і т.д.. При цьому ново спроектований ПрЗ повинен мати кращі технічні характеристики від аналогу.

Отже, розвиток ПрЗ визначається еволюційними змінами, що продиктовані вимогами забезпечення «якісного затиску» в заданих умовах експлуатації. Таким чином тенденція розвитку конструкцій і характеристик ПрЗ визначається також майбутніми умовами їх роботи зокрема величиною максимальної частоти обертання шпиндельних вузлів ТА. В разі підвищення частоти обертання шпиндельних вузлів ТА в майбутньому більший розвиток (поширення) отримають конструкції ПрЗ, що сприяють покращенню техніко-економічних показників ЗМ зокрема стабілізації зусилля затиску при підвищенні частоти обертання. До таких конструкцій ПрЗ відносяться також ті, що використовують роботу відцентрових сил інерції для отримання оптимальних силових характеристик (запропоновані у цій роботі).

На основі даних табл. 7.2 [8] проведемо прогнозування максимально досяжної частоти обертання шпиндельного вузла БТА. Згідно з рекомендаціями для успішного рішення задачі прогнозування доцільно використовувати сполучення декількох взаємодоповнюючих статистичних методів прогнозування.

Оскільки величина зміни частоти обертання шпинделя (швидкості різання) не має постійного характеру (табл. 7.2), то застосування лінійної моделі для прогнозування у цьому випадку не є ефективним. При створенні прогнозів на значні періоди (10–15р.) доцільно користуватись поліномними моделями вищого порядку [8]. Застосуємо екстраполяційний метод прогнозування і найбільш вживані у практиці прогнозування степеневі поліноми, що дозволить здійснити прогноз росту максимальної частоти обертання на якій буде працювати ПрЗ з високою точністю. Припускаючи, що тенденція розвитку ПрЗ, знайдена на проміжку часу внаслідок своєї інертності значно не зміниться і поза ним, екстраполяцію тенденцій розвитку механізму в межах 10-15 років можна здійснити з допустимою похибкою $\pm 15\%$.

На рис. 7.13 кривій відповідає опис та прогноз росту частоти обертання (швидкості) шпинделя БТА поліномом другого степеня.

Таблиця 7.2

Максимальні швидкості БТА, які випускались з 1950 по 2008 роки

Рік	1950	1953	1955	1957	1962	1965	1965	1965	1966	1966
швидкість різання, м/хв	261	260	266	266	270	265	345	357	314	320
частота шпинделя при Ø40мм, об/хв.	1720	2070	2120	2120	2150	2100	2750	2840	2500	2550
Рік	1968	1969	1970	1970	1971	1973	1973	1978	1980	1980
швидкість різання, м/хв	378	345	317	314	304	283	326	321	396	424
частота шпинделя при Ø40мм, об/хв.	3000	2750	2500	2500	2400	2250	2600	2560	3150	3370
Рік	1986	1988	1989	1992	1994	1996	1998	2001	2004	2008
швидкість різання, м/хв	577	424	408	520	563	580	660	680	730	750
частота шпинделя при Ø40мм, об/хв.	4600	3370	3250	4140	4480	4600	5250	5400	5800	6000

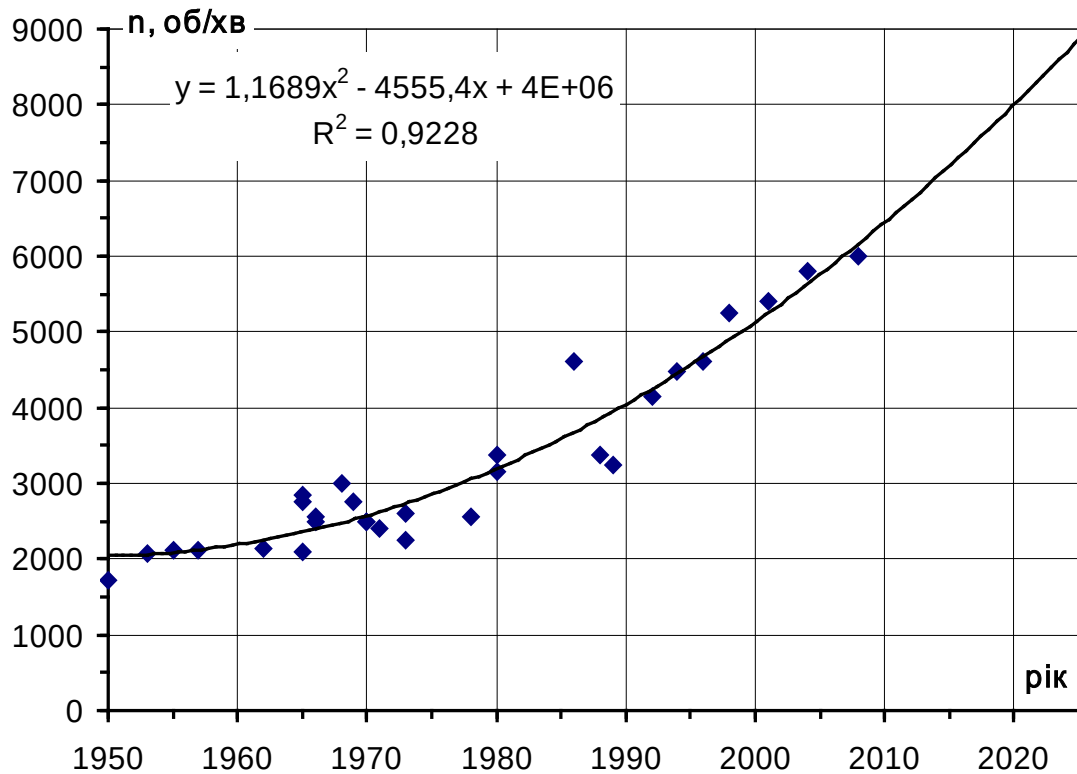


Рис. 7.13. Прогноз росту частоти обертання шпинделів БТА

Згідно прогнозу підвищення частоти обертання шпиндельних вузлів БТА буде продовжуватися і в найближчі 15 років. Така тенденція означає розвиток ПрЗ для роботи на високих частотах обертання, в тому числі запропонованих конструкцій, в яких реалізується принцип використання роботи відцентрових сил інерції для отримання оптимальних силових характеристик.

7.5. Передумови для автоматизованого проектування затискних механізмів з різними приводами затиску

З результатів порівняння (табл. 7.3) методів синтезу нових структур ПрЗ видно, що метод еволюційного синтезу в найбільшій мірі спрямований на отримання нових технічних рішень. При цьому, на сучасному етапі розвитку даного методу відсутній системний підхід до вибору елементів структур, що синтезуються. Також, в результаті попередніх досліджень [6, 15, 16] встановлено, що множина існуючих конструкцій ПрЗ має впорядковані системні зв'язки, котрі можна описати певним видом інформації, що за аналогією з об'єктами живої природи можна умовно назвати «генетичною». При цьому їх розвиток здійснюється у напрямі підвищення рівня структурної організації.

Для створення нових структур ЗМ і ПрЗ доцільним є застосування методу еволюційного синтезу, що може бути представлений як створення нових ПрЗ і ЗМ на основі відомих прототипів шляхом заміни відомих функціональних підсистем на нові [2, 14]. Таким чином відбувається передача (збереження, спадкування) частини інформації (генетичної інформації) до структури нового ЗМ або ПрЗ, що є визначальною і вказує на її приналежність до певного типу (виду) структур. Класифікація структур за «генетичними» ознаками дозволяє також виявити їх нові варіанти та види, що ще не були втілені в існуючих ПрЗ та ЗМ.

Наразі процес виявлення нових структур ЗМ та їх вузлів має здебільшого неформальний характер, оскільки елементи даної системи та зв'язки між ними не є повністю уніфікованими для можливості їх опису, наприклад у вигляді кодів, що складають банк даних. Автоматизація проектування систем ЗМ та її підсистем сприяє зменшенню трудомісткості і термінів проектування при одночасному підвищенні якості проектних робіт.

Розпочата робота є логічним продовженням досліджень, що

проведені в НТУУ «КПІ»: дисертації проф. Кузнєцова Ю.М.[4] та учнів, що стосуються розвитку евристичного підходу на прикладі

Таблиця 7.3

Характеристика методів морфологічного синтезу

№	Назва метода	Функції, що виконує	Переваги	Недоліки
1	Деревовидний, інструментовий та блочно-лабіринтовий синтез	Синтез схем за морфологічною таблицею шляхом нарощування функціональних підсистем відповідно до вихідної цілі	Відповідність схем, що синтезуються, вихідній цілі визначається в процесі нарощування підсистем.	Можливе упущення варіантів реалізації. Вибір залежить від суб'єктивних вподобань експертів
2	Синтез раціональних варіантів за критеріями якості	Синтез систем за морфологічною таблицею шляхом оцінювання альтернатив та вибору компоновочного рішення з найбільшим показником якості.	Добре піддається автоматизації. Можлива оцінка різними експертами за різними критеріями	Не всі критерії можуть бути розглянуті. Оцінка залежить від суб'єктивних вподобань експертів.
3	Синтез на основі класифікаційних функціонально-конструктивних ознак	Синтез за морфологічною таблицею з якісними класифікаційними ознаками, функціональних та конструктивних альтернатив підсистем.	На основі якісних ознак, що найкраще забезпечують виконання головної корисної функції	Оптимальні рішення визначаються шляхом порівняння з прототипом, оптимальність якого не обґрунтована.
4	Аналіз морфологічних множин методами кластерного аналізу	Синтез за морфологічною таблицею з попередньою кластеризацією морфологічних множин за особливостями структури та властивостей їх варіантів.	Виділення в морфологічній множині класів для зменшення розмірності морфологічної таблиці та її класифікації.	Метод не виявляє кращого рішення, а лише аналізує морфологічну множину.

Продовж. табл. 7.3

5	Еволюційний синтез	Синтез на основі прототипів шляхом поступової заміни функціональних підсистем на нові, що забезпечує передачу частини інформації до нових структур	Можлива поява принципово нових технічних рішень.	Відсутність системності до створення структур на основі інформації від прототипів.
6	Синтез багатофункціональних систем на основі самостійних підсистем	Синтез систем за морфологічною таблицею систем, що виконують декілька функцій.	Поява багатофункціональних пристроїв	Поява великої кількості неможливих та недоцільних рішень. Емпіризм в підході.
7	Диференційно-морфологічний синтез	Синтез з використанням евристичних прийомів, що диференціюють або інтегрують функції системи та її елементів.	Можлива поява принципово нових ідей і технічних рішень	Обмеження по об'єктах синтезу. Важко формалізувати вибір кращих варіантів за кількістю та якістю критеріїв.
8	Багаторівневий морфологічний синтез	Послідовний перехід від ідеї реалізації основної функції та принципу дії за послідовністю: структура-схема-конструкція-параметри.	Можлива поява нових ідей і технічних рішень з поступовим відбором кращих варіантів з врахуванням критеріїв.	Трудомісткий, важко піддається автоматизації при появі великої кількості рішень.

цангових ЗМ (диференційно-морфологічний метод); роботи Хамуйели Жоакім Аугушто Герри під керівництвом проф. Кузнєцова Ю.М. [5, 15, 16] (ввів поняття механічного гена – матеріальної точки) в напрямку розвитку генетико-морфологічного підходу на прикладі ЗП на різних рівнях складності структури ЗМ;

дослідження в галузі еволюції електромеханічних систем під керівництвом зав. Кафедрою «Електромеханіка» НТУУ «КПІ» проф. Шинкаренко В.Ф. [26], який створив генетичну класифікацію первинних джерел електромагнітного поля та ввів поняття електромагнітного гена (електричного заряду), як структурної одиниці спадкової інформації.

Вперше ідея та спроби опису і синтезу вузлів ЗМ з допомогою кодів, що описують елементи схемного синтезу ЗМ були представлені в докторській дисертації проф. Кузнєцова Ю.М. [5] на прикладі цангових ЗП. В даній роботі запропоновано перелік елементів схемного синтезу (табл. 7.4), що містить назву, умовне позначення, буквено-цифровий код та схему кожного елемента. Таким чином, було запропоновано своєрідний банк даних елементів для схемного синтезу ЗМ, що представлені у вигляді буквено-цифрових кодів ЗЗ (БЦКЗМ). В табл. 7.4 умовні позначення та схеми елементів представлені в оригінальній (авторській) формі.

Таблиця 7.4

Фрагмент переліку позначення елементів ЗМ в [5] (код БЦКЗМ)

№	Назва	Умове позначення	Буквено-цифровий код	Схема
1	Жорсткий зв'язок		ЖС	
2	Важільні ПУЗ		Р	
3	Пружний зв'язок		УС	
4	Гідроциліндр двосторонній		$\vec{ГЦ}$	
5	Пневмоциліндр односторонній		$\vec{ПЦ}$	
6	Кулачок циліндричний		Кц	
7	Джерело енергії		ИЭ	
8	Затиск (розтиск)		Зж (Рж)	

Виявлення принципів організації системних зв'язків між структурами, що утворюють множину існуючих конструкцій ПрЗ, дає можливість виявити закони появи та розвитку всієї їх різноманітності. Це дає підстави для автоматизації створення ПрЗ на основі багаторівневого морфологічного синтезу і положень теорії еволюційного синтезу систем, що також визначає актуальність роботи, метою якої є виявлення передумов автоматизації структурного та схемного синтезу конструкцій перспективних ПрЗ з використанням банку даних, що містить інформацію у вигляді буквено-цифрових, морфологічних, генетичних або інших кодів для опису структур.

Принцип еволюційного синтезу структур та схем ПрЗ, з подальшою оптимізацією кращих варіантів, пропонується здійснювати на основі їх представлення у вигляді буквено-цифрових кодів (БЦК), що становлять банк даних інформації про складові елементи ПрЗ описані на основі генетико-морфологічного підходу. Для оцінки доцільності використання певних елементів у нових структурах ПрЗ варто розробити матрицю (матриця інцидентності), що відображає степінь доцільності їх взаємодії в складі узагальненого ПрЗ або ЗМ.

Для можливості прикладного використання наявних методик і пропозицій [6, 15, 16] необхідно провести комплекс робіт з їх систематизації, доповнення, корегування та розробки пакету прикладних програм розрахунку і оптимізації параметрів ПрЗ для заданих умов роботи.

Відповідно до положень, викладених в [5, 15, 16], носієм спадкової інформації прийнято силовий (енергетичний) потік, що на елементарному хромосомному рівні описується характеристиками взаємодії двох матеріальних точок з вхідним та вихідним зусиллями в ПрЗ. Тому вид вхідного та вихідного зусиль ПрЗ формує опис структури його силового потоку на об'єктному і наступному рівнях складності структури з нарощуванням генетичної інформації для ПрЗ певного виду, як системи. Класифікація елементарних структур силових потоків ПрЗ, що представлено у вигляді породжувальної системи для даного виду механізмів, має властивості, що створюють передумови для автоматизації пошукового проектування ПрЗ.

Основні класифікаційні властивості породжувальної системи пояснюються відповідністю вимогам теорії класифікації і підтверджують її наукову обґрунтованість:

- відкритість – класифікація є «відкритою» відносно ПрЗ не відомих на даний час;
- повнота – скінченність та неперервності інформації про множину структур;
- узгодженість – можливість визначення структур при частковому визначенні інших;
- однозначність – положення кожної структури визначене однозначно (конкретне місце), що гарантує відсутність структур з нечіткими ознаками;
- економічність – конструкція класифікації визначається на основі мінімально можливої сукупності базових ознак (вид зусилля) та правил.

Зазначені властивості породжувальної системи створюють передумови для розробки засобів автоматизації пошукового проектування і генетичного передбачення структур ПрЗ, в тому числі шляхом створення генетичного банку даних.

Також породжувальна система володіє іншими властивостями, що сприяють розробці нових конструкції ПрЗ: можна розглядати як засіб організації теоретичних досліджень у сфері синтезу ПрЗ, що зумовлено можливістю перенесення знань, приналежних до певної групи об'єктів, у межах теорії, на інші об'єкти технічних систем цієї групи; може виступати як один із способів представлення теорії створення ПрЗ шляхом виявлення їх не реалізованих структур, забезпечуючи її наочність, логічність та достовірність.

Вид вхідного та вихідного зусиль ПрЗ формує опис структури його силового потоку на хромосомному рівні і є породжувальною системою для ПрЗ певного виду. Так, наприклад, для токарних автоматів та верстатів з ЧПК при їх модернізації з представленої породжувальної системи (рис. 7.14) можна виділити чотири можливі класи структур ПрЗ (без врахування напряму дії зусиль): а) з вхідною та вихідною осьовою силою ($F_{a0} - F_{a1}$); б) з вхідною осьовою силою та крутним вихідним моментом ($F_{a0} - M_{a1}$); в) з вхідним крутним моментом та осьовою вихідною силою ($M_{a0} - F_{a1}$); г) з вхідним та вихідним крутним моментом ($M_{a0} - M_{a1}$).

У даній роботі пропонується здійснювати структурний та схемний синтез ПрЗ з подальшою оптимізацією кращих варіантів на основі представлення у вигляді буквено-цифрових кодів (БЦК), що відповідно до сформованого генетичного банку даних описують елементи ПрЗ та зв'язки між ними, як окремого класу систем, що

мають власну структуру та еволюціонують відповідно до генетичної програми. Спрямований синтез структур ПрЗ може бути реалізований з використанням п'яти універсальних генетичних операторів: реплікація, схрещування, інверсія, кросинговер і мутація [16,26]. Одним з найбільш поширених є оператор схрещування для отримання гібридних варіантів. В результаті практичної реалізації методу отримано нові конструкції ЗМ з гібридними перетворювачами, що захищені патентами.

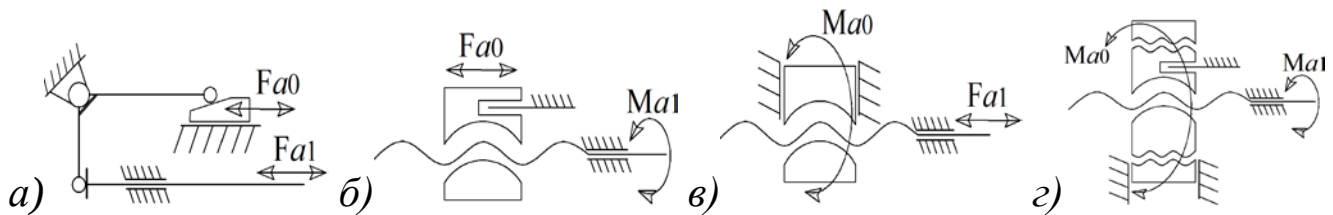


Рис. 7.14. Варіанти структур ПрЗ при модернізації ЗМ верстатів токарної групи

Запропонований підхід до створення ПрЗ відкриє можливість розв'язання задач інноваційного характеру, що пов'язані з пошуком і синтезом ПрЗ на рівні їх структурно-функціональної організації. Розвиток досліджень в даному напрямку також сприяє переходу від існуючого фрагментно-об'єктного рівня представлення ЗМ до системного рівня знань як по відношенню до відомих, так і потенційно можливих ще не відомих структур ЗМ.

Сукупність виявлених закономірностей створює теоретичні засади для опису структури ПрЗ на основі генетико-морфологічного підходу та передумови для розробки засобів автоматизації пошукового проектування і генетичного передбачення структур ПрЗ, в тому числі шляхом створення генетичного банку даних.

Література до глави 7

1. Балашов Е.П. Эволюционный синтез систем. /Е.П. Балашов – М.: Радио и связь, 1985. –328 с.
2. Гетеродинамика. Синтез систем с использованием принципа целостности / Д.В. Бутенко, М.В. Бутенко, Д.С. Чугунов, Е.Н. Шамина // Открытое образование: прил. К журн.: по матер. (Ялта-Гурзуф, Крым): Инф. Технол. В науке, образов., телекоммуникации и бизнесе. – 2006. б/н (май). – С.348-349.

3. Каганов В.С. Оптимизация параметров приводов механизма зажима с геометрическим замыканием токарных автоматов и токарно-револьверных станков.: дис. ... канд. техн. наук /Каганов В.С.- Ростов-на-Дону, 1980. – 314с.
4. Кузнецов Ю.Н. Синтез зажимных механизмов прутковых автоматов: дис. ... докт. техн. наук / Кузнецов Ю.Н.–М.: МВТУ им. Н.Э.Баумана, 1984.–515 с.
5. Кузнецов Ю.Н. Генетико – морфологический подход к созданию и прогнозированию развития зажимных механизмов для вращающихся деталей / Ю.Н.Кузнецов, Жоаким А.Г. Хамуйела, Ангел Попаров //Journal of the Technical University – Sofia. –Plovdiv branch, Bulgaria “Fundamental Science and Application. – Bulgaria, vol. 19, Book 2, 2013. – p.p.7 – 13.
6. Кузнєцов Ю.М. Передумови до генетично-морфологічного синтезу електромеханічних приводів затискних механізмів, що обертаються / Кузнєцов Ю.М., Придальний Б.І. // Вісник НТУУ «КПІ». Серія машинобудування №3 (75). Київ 2015. – С. 48 – 55.
7. Кушіль І.Л. Функціонально-модульний аналіз та проектування приводів затиску змінної структури з геометричним замиканням токарних автоматів: дис. ... канд. техн. наук,. - Луцьк, 2004.– 212 с.
8. Кузнєцов Ю.М.. Прогнозування розвитку технічних систем / Кузнєцов Ю.М., Склярів Р.А.; під загальною редакцією проф. Ю.М. Кузнєцова .– К.: ТОВ «ЗМОК» – ПП «ГНОЗИС», 2004. –323 с.: іл.
9. Придальний Б.І. Створення приводів затиску для швидкохідних токарних автоматів: дис. канд. техн. наук / Придальний Б.І. Тернопільський НТУ ім. Івана Пулюя, 2011.– 198с.
10. Чугунов Д.С. Инверсно-морфологический подход к синтезу технических решений. Автореферат дис. ... канд. техн. наук, 05.13.12, Волгоград, 2007. – 21с.
11. Чугунов Д.С. Использование инверсии в морфологическом синтезе / Л.Н. Бутенко, Д.В. Бутенко, Д.С. Чугунов // Изв. ВолгГТУ. Серия «Актуальные проблемы управления, вычислительной техники информатики в технических системах»: межвуз. Сб. науч. Ст. ВолгГТУ. – 2007. – Вып.1, №1. – с.34-36.
12. Чугунов Д.С. Использование принципов теории принятия решения в методе морфологического синтеза / Д.С. Чугунов, Л.Н. Бутенко // Успехи современного естествознания: науч. –теор. Журнал. – 2005.- №2 – с.35-36.

13. Шаумян Г.А. Конструкция и расчет зажимных механизмов автоматов /Г.А Шаумян // Станки и инструмент.– 1940.– № 3.– С10–1
14. Экспертиза новизны технических решений на основе закономерностей развития систем / Д.В. Бутенко, Д.С.Чугунов, Е.Н. Шамина, Л.Н. Бутенко // Интеллектуальные системы (AIS'06). Интеллектуальные САПР (CAD-2006): тр. Междунар. Н.-техн. Конф., Дивногорское, 3-10 сент. 2006 / Таганрог. Гос. Радиотехн. Ун-т и др. – М., 2006. – Т.2. – С.40-41.
15. Kuznetsov Y.N., The description of drive of clamping mechanism of automatic lathes by using genetic-morphological approach / Kuznetsov Y.N., B. I. Prydalnyi, Hamuyela J.A. Guerra // «Machines, technologies, materials international journal» Published by Scientific technical Union of Mechanical Engineering. Sofia, Bulgaria, 2015. №4 С.35-39.
16. Yuriy Kuznietsov, Vasiliy Shynkarenko. The Genetic approach is the key to innovative Synthesis of complicated Technical Systems. //Journal of the Technical University at Plovdiv, Bulgaria Fundamental Sciences and Applications/ Volume 16, book 2, 2011. P.p.15 – 33.

Авторські свідоцтва

17. А. с. 1090504 СССР, МПК В 23 В 13/00. Механизм зажима заготовок /Ю.Н. Кузнецов, В.И. Сидорко (СССР). –№3509620/25-08 ; заявл. 11.11.82; опубл. 07.05.84, Бюл. № 17.
18. А. с. 1206008 СССР, МПК В 23 В 13/00. Механизм зажима прутка /Ю.Н. Кузнецов, В.С. Каганов, В.В. Торба (СССР). – №377635/25-08 ; заявл. 01.08.84; опубл. 23.01.86, Бюл. № 3.

Патенти

19. Пат. 28411 Україна, В 23 В 13/00. Привід затиску /Кузнецов Ю. М., Придальний Б.І.; заявник і власник патенту Національний технічний університет України “Київський політехнічний інститут”. – № 200708171 ; заявл. 18.07.2007 ; опубл. 10.12.2007, Бюл. № 20.
20. Пат. 29479 Україна, В 23 В 13/00. Привод механізму затиску /Кузнецов Ю.М., Придальний Б.І.; заявник і власник патенту Національний технічний університет України “Київський політехнічний інститут”. – № 200711227 ; заявл. 10.10.2007 ; опубл. 10.01.2008, Бюл. № 1.
21. Пат. 31597 Україна, В 23 В 13/00. Пристрій для затиску пруткового матеріалу /Кузнецов Ю.М., Придальний Б.І.; заявник і власник патенту Національний технічний університет України “Київський політехнічний інститут”. – № 200714832 ; заявл. 26.12.2007 ; опубл. 10.04.2008, Бюл. № 7.

22. Пат. 47293, МПК (2009) В 23 В 13/00. Пристрій для затиску пруткового матеріалу /Кузнєцов Ю.М., Придальний Б.І., Редько Р.Г. – Опубл. 25.01.10, Бюл. № 2.
23. Пат. 83859 UA, МПК В 23 В 13/00. Затискний механізм /Кузнєцов Ю. М. – № А2006 03174 ; заявл. 24.03.2006 ; опубл. 26.08.08, Бюл. № 16.
24. Пат. на винахід № 95323 Україна, МПК В23В 31/26, В23В 31/00. Пристрій для затиску пруткового матеріалу / Кузнєцов Ю.М., Придальний Б.І., Редько Р.Г.; заявник і власник Луцький національний технічний університет №а200906409; заявл. 19.06.09; опубл. 25.07.11, Бюл. №14
25. Пат. 30408 Україна, В 23 В 13/00. Механізм затиску прутка /Кузнєцов Ю.М., Придальний Б.І.; заявник і власник патенту Національний технічний університет України “Київський політехнічний інститут”. – № 200712164; заявл. 02.11.07; опубл. 25.02.08, Бюл. № 4.
26. Шинкаренко В.Ф. Основи теорії еволюції електромеханічних систем: Монографія /В.Ф.Шинкаренко В.Ф. –К.: Наукова думка, 2002. – 288 с.
27. Шинкаренко В.Ф. ГГГенетическое предвидение как системная основа в стратегии управления инновационным развитием технических систем //Праці Таврійського держ. Агротехн. Унів. – Вип. 11. – Том 4.- 2011. – с.3 – 19.
28. Shynkarenko Vasyl, Kuznetsov Yuriy. Interdisciplinary approach to modeling and synthesis of difficult technical systems // Journal of the Technical University Gabrovo, Vol. 52, 2016. – p.p. 24 -28.

Для нотаток

Для нотаток

Для нотаток

Наукове видання

Кузнєцов Юрій Миколайович
Придальний Борис Іванович

ПРИВОДИ ЗАТИСКНИХ МЕХАНІЗМІВ МЕТАЛООБРОБНИХ ВЕРСТАТІВ

Монографія

За загальною редакцією Ю. М. Кузнєцова

Друкується в авторській редакції
Верстка *Б. І. Придального*

Формат 60x84 $\frac{1}{16}$. Обсяг 20,46 ум. друк. арк., 19,55 обл.-вид. арк.
Наклад 300 пр. Зам. 355. Видавець і виготовлювач – Вежа-Друк
(м. Луцьк, вул. Бойка, 1, тел. (0332) 29-90-65).
Свідоцтво Держ. комітету телебачення та радіомовлення України
ДК № 4607 від 30.08.2013 р.