

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ  
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ  
імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»

# **ПРОЕКТУВАННЯ ОСНАЩЕННЯ ВЕРСТАТІВ, РОБОТІВ І МАШИН**

*Рекомендовано Методичною радою НТУУ «КПІ ім. Ігоря Сікорського»  
як навчальний посібник для студентів,  
які навчаються за спеціальністю 133 «Галузеве машинобудування»  
спеціалізацією «Комп'ютерне проектування верстатів, роботів і машин»*

Київ -2018  
КПІ ім. Ігоря Сікорського

УДК 621.881

ББК34.544я2

**Проектування оснащення верстатів, роботів і машин** [Електронний ресурс] : навчальний посібник для студентів спеціальності 133 «Галузеве машинобудування» спеціалізації «Комп'ютерне проектування верстатів, роботів і машин» / НТУУ «КПІ ім. Ігоря Сікорського»; уклад.: Приходько В.П., Литвин О.В. – Електронні текстові дані (1 файл: 37,71 Мбайт). – Київ : НТУУ «КПІ ім. Ігоря Сікорського», 2018. – 212 с

*Гриф надано Методичною радою НТУУ «КПІ ім. Ігоря Сікорського» (протокол № 7 від 29.03.2018 р.)*

*за поданням Вченої ради механіко-машинобудівного інституту (протокол № 7 від 26.02.2018 р.)*

Електронне мережеве навчальне видання

Рецензенти:	ШЕВЧЕНКО В. В., канд. техн. наук, доцент, завідувач кафедри виробництва приладів НТУУ "КПІ" ім. Ігоря Сікорського КЛИМЕНКО С.А., докт. техн. наук, професор, заступник директора Інституту надтвердих матеріалів імені В.М. Бакуля Національної Академії Наук України
Відповідальний редактор:	СТРУТИНСЬКИЙ ВАСИЛЬ БОРИСОВИЧ, докт. техн. наук, професор, завідувач кафедри конструювання верстатів та машин НТУУ "КПІ ім.Ігоря Сікорського"

Приходько В.П., Литвин О.В. **Проектування оснащення верстатів, роботів і машин**: Навч. посіб. / Приходько В.П., О.В.Литвин. –[Електронний ресурс] / - К.: НТУУ "КПІ ім.Ігоря Сікорського", 2018. – 212 с.

Даний навчальний посібник доповнює затверджені підручники та посібники і містить особливості технологічного оснащення, що застосовується при проектуванні технологічних процесів та верстатних пристроїв для оброблення типових деталей машинобудівного виробництва на верстатах з ЧПК. У посібнику розглянуті основні питання проектування і розрахунку верстатних пристроїв, для виготовлення деталей в механізованому та автоматизованому виробництві. Наведено алгоритми та приклади розрахунків сил, необхідних для закріплення заготовок, силових механізмів і параметрів силових приводів, а також похибок, що виникають при використанні технологічного оснащення. Структура і зміст навчального посібника відповідає актуальним вимогам державного освітнього стандарту вищої освіти..

Навчальний посібник «Проектування оснащення верстатів, роботів і машин» призначений для підготовки магістрів спеціалізації «Комп'ютерне проектування верстатів, роботів і машин» спеціальності 133-«Галузеве машинобудування», може бути також корисним студентам спеціальності 131-«Прикладна механіка», аспірантам і викладачам вищих навчальних закладів, фахівцям промислових підприємств, які займаються проектуванням технологічної оснастки.

© Приходько В.П., Литвин О.В., 2018

© НТУУ «КПІ ім.Ігоря Сікорського », 2018

## ЗМІСТ

Вступ	6
<b>1 ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ ПРО ПРИСТРОЇ</b>	<b>9</b>
1.1 Основні поняття та визначення	9
1.2 Класифікація пристроїв	11
1.3. Структура верстатного пристрою, його морфологія та передавально - підсилюючі ланки	15
1.4. Блок-схема верстатного пристрою	20
1.5. Характеристики та вимоги до верстатних пристроїв	24
1.6 Питання для самоперевірки за розділом 1	27
<b>2 ВСТАНОВЛЕННЯ ДЕТАЛЕЙ У ВЕРСТАТНИХ ПРИСТРОЯХ</b>	<b>29</b>
2.1. Можливі схеми базування і закріплення заготовок	29
2.2. Встановлення заготовок плоских і корпусних деталей	30
2.3. Встановлення заготовок типу тіл обертання	33
2.4 Питання для самоперевірки за розділом 2	40
<b>3 ТЕОРЕТИЧНІ ТА МЕТОДОЛОГІЧНІ ОСНОВИ ПРОЕКТУВАННЯ ВЕРСТАТНИХ ПРИСТРОЇВ</b>	<b>42</b>
3.1. Послідовність проектування верстатних пристроїв	42
3.2. Оцінка та врахування впливу похибок установки заготовок на точність одержуваних у верстатному пристрої розмірів	49
3.3. Розрахунок похибок базування	51
3.4. Визначення похибок закріплення і верстатного пристрою	63
3.5. Послідовність проектного розрахунку точності пристрою	65
3.6. Питання для самоперевірки за розділом 3	72
<b>4 ЗАГАЛЬНІ ПРИНЦИПИ РОЗРАХУНКУ ЗАТИСКНИХ СИЛ І ВИЗНАЧЕННЯ РОЗРАХУНКОВИХ ФАКТОРІВ</b>	<b>74</b>
4.1. Розрахунок сил закріплення заготовок у верстатних	74

пристроях	
4.2.	Вибір напрямку і місця прикладення сили затиску 76
4.3.	Алгоритми та методика розрахунку затискних систем 78
	верстатних пристроїв
4.4.	Способи визначення сили затиску 84
4.5.	Приклади розрахунків сил затиску 90
4.6.	Питання для самоперевірки за розділом 4. 94
<b>5</b>	<b>РОЗРАХУНОК ЕЛЕМЕНТАРНИХ СИЛОВИХ 96</b>
	<b>МЕХАНІЗМІВ ВЕРСТАТНИХ ПРИСТРОЇВ</b>
5.1.	Особливості розрахунків силових механізмів верстатних 96
	пристроїв
5.2.	Клинові елементарні затискні механізми 97
5.2.1	Ексцентрикові затискні механізми 97
5.2.2	Клинові механізми 102
5.2.3	Гвинтові механізми 108
5.2.4	Конструювання і розрахунок клинових цангових 112
	механізмів
5.2.5	Шарнірно-важільні механізми 117
5.2.6	Розрахунок шарнірно - важільних затискних механізмів 120
5.3.	Захватні пристрої роботів 122
5.3.1	Класифікація і особливості хватних пристроїв роботів 122
5.3.2	Розрахунок хватів промислових роботів 128
5.4.	Приклади розрахунку верстатних пристроїв 132
5.5.	Кінематичний розрахунок механізмів закріплення заготовки 144
	у верстатному пристрої
5.6.	Питання для самоперевірки за розділом 5. 147
<b>6</b>	<b>РОЗРАХУНОК ТА ВИБІР СИЛОВИХ ПРИВОДІВ 149</b>
	<b>ВЕРСТАТНИХ ПРИСТРОЇВ</b>
6.1.	Конструкція і розрахунок гідравлічних циліндрів 149
6.2.	Конструкція і розрахунок пневматичних камер 151



6.3	Електромагнітний привод	154
6.4	Питання для самоперевірки за розділом 6	155
7	<b>ПРОЕКТУВАННЯ ВЕРСТАТНОГО ОСНАЩЕННЯ ІЗ ЗАСТОСУВАННЯМ САД/САМ</b>	156
7.1.	Генерування цифрової розрахункової моделі верстатного пристрою	156
7.2.	Опис основних принципів створення верстатного пристрою –затискного патрона	159
7.3.	Створення складальної одиниці	162
7.4.	Генерування цифрової розрахункової моделі верстатного пристрою	174
7.5.	Проектування розрахункової конструкції верстатного пристрою	175
7.6	Генерування САЕ-сітки	177
7.7	Накладання обмежень та навантажень на систему верстатного пристрою	178
7.8	Моделювання в САЕ-системі та опрацювання результатів	180
7.9.	Питання для самоперевірки за розділом 5.	182
8	<b>СПИСОК РЕКОМЕНДОВАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ</b>	183
9	<b>ДОДАТКИ</b>	186
	Додаток А. Варіанти завдань для практичних робіт	186
	Додаток Б Приклади розрахунку затискних систем верстатних пристроїв	192
	Додаток В Конструкції верстатних пристроїв для верстатів з ЧПК	193
	Додаток Г Конструкції затискних патронів	194
	Додаток Д Конструкції центрів для базування і закріплення деталей	204

Додаток Е Конструкції кондукторів	205
Додаток Ж Конструкції лещат	206
Додаток З. Конструкції затискних механізмів промислових робіт	208

## В С Т У П

Підвищення продуктивності праці, якості продукції, що випускається, і зменшення затрат – важлива проблема будь-якого виробництва. Вирішення даної проблеми неможливе без використання сучасного верстатного оснащення. На сучасних верстатах, у тому числі верстатах з ЧПК, повинно бути забезпечене надійне закріплення деталі та інструменту при невеликих габаритах верстатних пристроїв (ВП), а також мінімальний вплив сил та моментів різання на точність оброблюваних поверхонь.

Основну групу технологічного оснащення складають пристрої механоскладального виробництва. Пристроями в машинобудуванні називають допоміжні, до технологічного устаткування, механізми, що використовуються при виконанні операцій оброблення, складання і контролю.

ВП- дозволяє в заданих умовах виробництва найбільш економічно забезпечити, закладені в конструкції деталі, вимоги до точності розмірів, форми та взаємного розташування оброблюваних поверхонь. Застосування ВП дозволяє:

- усунути розмітку та вивірку заготовок,, підвищити точність оброблення;
- підвищити продуктивність праці на операції;
- знизити собівартість продукції;
- полегшити умови праці та забезпечити її безпеку;
- розширити технологічні можливості устаткування;
- організувати багатOVERстатне обслуговування;
- застосувати технічно обґрунтовані норми часу;
- знизити кваліфікацію та скоротити число робітників, необхідних для випуску продукції .

Витрати на виготовлення ВП складають 15...20% від витрат на устаткування для технологічного процесу оброблення деталей чи машин, 10-24% від вартості машини. ВП мають найбільшу питому вагу, за вартістю і

трудомісткістю виготовлення, в загальній кількості різних типів технологічного оснащення.

Часта зміна об'єктів виробництва, пов'язана із наростанням темпів технічного прогресу, вимагає створення конструкцій пристроїв, методів їхнього розрахунку, проектування і виготовлення, що забезпечують скорочення термінів підготовки виробництва.

У серійному виробництві необхідно використовувати спеціалізовані швидкопереналагоджувальні і оборотні системи ВП. У малосерійному і одиничному виробництвах все ширше застосовують систему універсально-збірних (УЗП) пристроїв

Нові вимоги, що пред'являються до пристроїв, визначені розширенням парку верстатів з ЧПУ, переналагодження яких на обробку нової заготовки зводиться до заміни програми (що займає дуже мало часу) і до заміни або переналагодження пристрою для базування і закріплення заготовки (що також повинно займати мало часу).

Вивчення закономірностей впливу пристроїв на точність і продуктивність виконуваних операцій дозволить проектувати пристрої, що інтенсифікують виробництво і підвищують якість виготовлення продукції. Робота по уніфікації та стандартизації елементів пристроїв створює основу для автоматизованого проектування пристроїв з використанням електронно-обчислювальної техніки та автоматів для графічного зображення, що, у свою чергу, забезпечить зменшення витрат часу, матеріальних та фінансових ресурсів на технологічну підготовку виробництва. Даний навчальний посібник «Проектування оснащення верстатів, роботів і машин» призначений для бакалаврів, магістрів спеціалізацій «Комп'ютерне проектування верстатів, роботів і машин», спеціальності 133 «Галузеве машинобудування», аспірантів, викладачів вищих навчальних закладів і може бути корисним для всіх, кого цікавлять питання розрахунків і проектування верстатних пристроїв.

# 1. ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ ПРО ПРИСТРОЇ

## 1.1. Основні поняття та визначення

**Пристрої** - це сукупність знарядь виробництва, необхідних для здійснення операцій технологічного процесу. Технологічний процес оснащується з метою забезпечення необхідної точності оброблюваних деталей і підвищення продуктивності праці. Під оптимальною осначеністю розуміють таку оснащеність, при якій досягається максимальна ефективність виробництва виробів при обов'язковому одержанні необхідної кількості продукції заданої якості за встановлений проміжок часу, з урахуванням комплексу умов, зв'язаних з технологічними й організаційними можливостями виробничих фондів і робочої сили.

Труднощі проектування пристроїв ускладнюються рядом факторів та специфічних вимог:

- 1) мінімальні розміри робочого простору верстата в радіальному та осьовому напрямках;
- 2) невеликий хід приводу;
- 3) необхідність роботи оснащення у важких умовах;
- 4) складність конфігурації деталей;
- 5) обмеженість регулювання сил затиску.

У підвищенні якості виготовлення деталей машин, їх складання і контролю важливе значення має вдосконалення технологічних процесів, які обумовлюють велику різноманітність конструкцій, пристроїв і високий рівень вимог до них.

Основними завданнями, що вирішуються при проектуванні пристроїв є: створення високопродуктивних конструкцій, скорочення термінів їх проектування і виготовлення., скорочення кількості та зниження необхідної кваліфікації робітників, розширення технологічних можливостей обладнання, забезпечення умов праці, підвищення безпеки робітників та ін.

Вирішення цих завдань повинно бути направлено на підвищення продуктивності праці верстатників, слюсарів - складальників, наладчиків і контролерів. Застосування пристроїв знижує трудомісткість і собівартість деталей і складання машин.

Підвищення продуктивності на операціях точіння і фрезерування досягається за рахунок високошвидкісного оброблення (High Speed Cutting), яке все ширше впроваджується в промисловості та пов'язане з багаторазовим (у 5-10 разів) підвищенням швидкостей різання і подач. Сили різання можуть досягати 5 ... 7 кН. Точність виготовлення деталей, яка забезпечується на операціях, також є однією з найважливіших характеристик якості та характеризується стабільністю розмірів, відхилень геометричної форми, взаємного розташування і шорсткості поверхонь. Для підвищення техніко-економічних показників оброблення, на чистових операціях необхідно збільшувати швидкість різання і зменшувати подачу, підвищуючи при цьому продуктивність оброблення і забезпечуючи якість обробленої поверхні. Вирішення зазначених завдань вимагає використання досконалого оснащення, у т.ч. високоточних затискних патронів, систем для прецизійного затиску і балансування осьового інструменту ( $16\ 000\text{-}20\ 000\ \text{хв}^{-1}$ ) з радіальним биттям до 3 мкм. При розробленні пристроїв такого типу перед проектантом стоїть завдання знаходження розподілених навантажень в його елементах. Крім того, необхідно знати також величини переміщень окремих точок конструкції, як при статичному характері зовнішнього навантаження, так і в умовах дії динамічних навантажень.

Сучасні верстати мають робочий діапазон частот обертання шпинделя до  $8500\ \text{хв}^{-1}$ , що обумовлює високі швидкості різання до  $V_p = 300\ \text{м/хв.}$ , а значить пристрої повинні бути надійними та мати достатню жорсткість.

## 1.2. Класифікація пристроїв

Сучасні пристрої - це великий клас технологічних об'єктів, що відрізняються різноманіттям конструкцій, багатокомпонентністю та ієрархічністю структури, складною геометрією складових і широким діапазоном зміни розмірів, різним ступенем універсальності та типовості.

Для сучасного виробництва характерним є те, що серед великого обсягу створюваних конструкцій питома вага типових пристроїв відносно невисока, тому проектування неможливо звести тільки до розмірних і деяких інших розрахунків. У принципі, це цілий комплекс серйозних проблем і задач, до вирішення яких необхідно залучати сучасні методи і засоби автоматизації.

При постановці виробів на виробництво 70% виробничих затрат пов'язані з проектуванням і виготовленням засобів технологічного оснащення, у тому числі верстатів, пристроїв та інструментів. Шляхами успішного впровадження прогресивної технологічної оснастки є:

- 1) перехід від розробки окремих конструкцій до стандартизації цільових комплексів і систем оснастки;
- 2) розроблення переналагоджуваної оснастки замість спеціальної;
- 3) удосконалювання і стандартизація методів планування і впровадження технологічної підготовки й освоєння виробництва виробів на підприємствах;
- 4) організація спеціалізованого серійного виробництва стандартного оснащення та елементів оснастки;
- 5) введення оцінки якості та рівня оснащення технологічних процесів.

Вибір пристроїв залежить від типу виробництва і програми випуску виробів.

Класифікацію пристроїв проводять за різними ознаками [1 - 8]:

Зокрема, за цільовим призначенням пристрої поділяють на п'ять груп.

1. Верстатні пристрої (ВП) для установки і закріплення оброблюваних заготовок на верстатах. У залежності від виду оброблення

розрізняють токарні, фрезерні, свердлильні, розточувальні, шліфувальні та інші пристрої.

2. Пристрої для кріплення ріжучого інструменту. Вони характеризуються великим числом нормалізованих деталей і конструкцій, що є наслідком нормалізації і стандартизації самих різальних інструментів.

3. Складальні пристрої - використовують при виконанні складальних операцій, що вимагають великої точності складання і додаткових великих зусиль.

4. Контрольно-вимірювальні пристрої застосовують для контролю заготовок, проміжного й остаточного контролю оброблених деталей, а також для перевірки зібраних вузлів і машин. Контрольні пристрої використовують також для налагодження та установки інструментів.

5. Пристрої для захвату, переміщення та кантування оброблених заготовок, а також окремих деталей і вузлів при складанні.

ВП для установки і закріплення оброблених заготовок, за кількістю у виробництві складають найбільшу групу, їх частка становить від 75% до 85% від загальної кількості пристроїв.

За ступенем спеціалізації ВП поділяють на універсальні, спеціалізовані і спеціальні [3, 10, 20].

Універсальні пристрої (УП) використовують для розширення технологічних можливостей металорізальних верстатів. До них відносяться універсальні, поворотні, ділильні столи; самоцентрувальні патрони.

Універсальні безналагоджувані пристрої (УБП) застосовуються для базування і закріплення однотипних заготовок в умовах одиничного і малосерійного виробництва. До цього типу належать універсальні патрони з нероз'ємними кулачками, універсальні фрезерні і слюсарні лещата.

Універсальні налагоджувані пристрої (УНП) використовують для базування і закріплення заготовок в умовах багатоменклатурного



виробництва. До них відносяться універсальні патрони зі змінними кулачками, універсальні лещата, скальчасті кондуктори.

Спеціалізовані безналагоджувані пристрої (СБП) використовують для базування і закріплення заготовок, які близькі за конструктивними ознаками і потребують однакового оброблення. До таких пристроїв належать пристрої для оброблення ступінчатих валів, втулок, фланців, дисків, корпусних деталей та ін.

Спеціалізовані налагоджувані пристрої (СНП) застосовують для базування та закріплення заготовок, що близькі за конструктивно-технологічними ознаками і потребують для їх оброблення виконання однотипних операцій і спеціальних налагоджень.

Універсальні збірні пристрої (УЗП) застосовують для базування і закріплення конкретних деталей. З комплекту елементів УЗП, який може налічувати більше 10 тисяч деталей збирають спеціальні пристрої, які потім розбирають, а елементи УЗП багаторазово використовують для складання інших конструкцій пристроїв.

Спеціальні пристрої (СП) використовують для виконання визначеної операції при обробці конкретної деталі. Такі пристрої називаються одноцільовими. Їх застосовують у крупносерійному і масовому виробництві.

За ступенем механізації й автоматизації ВП поділяють на ручні, механізовані, напівавтоматичні й автоматичні.

За ступенем точності ВП поділяють на: а) для обдирних робіт; б) нормальної точності - Н; в) підвищеної точності - П; г) високої точності - В; д) особо високої точності - А.

За типом приводу, що використовують, ВП поділяють на: а) з гідроприводом; б) з пневмоприводом; в) з електромеханічним приводом; г) з механічним приводом; д) з ручним приводом.

За типом заготовок, для яких призначені ВП, їх поділяють на: а) для штучних заготовок, а саме: тіла обертання, призматичні, складної форми та ін. ;б) для заготовок із прутків (труб).

За місцем прикладання сил затиску: а) по зовнішніх поверхнях заготовки; б) по внутрішніх поверхнях заготовки; в) комбіновані.

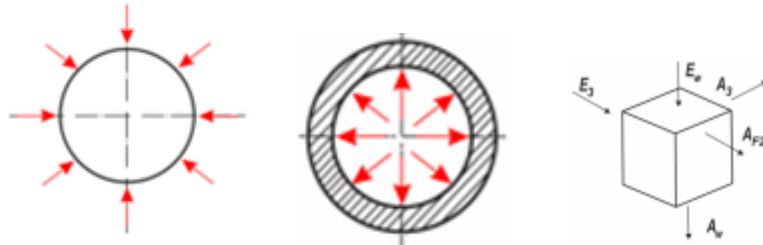


Рис.1.1. Класифікація ВП за місцем прикладання сил затиску [ 9]

За типом передавально-підсилюючого ланцюга ВП бувають: а) клинові; б) важільні; в) мембранні; г) пружні; д) комбіновані.

За видом силового контуру верстатного пристрою [10]: а) із закритим (замкнуті, розімкнуті, комбіновані); б) із відкритим силовим контуром.

За видом затискних елементів ВП: а) основний; б) додатковий в) проміжний; за кількістю елементів: г) один; д) декілька; е) декілька рядів.

За здатністю до переналадження затискних елементів ВП: а) постійний, б) змінний (адаптивний), в) постійний і змінний.

За формою робочої поверхні затискного елемента, що визначає характер взаємодії із заготовкою, можливі наступні: циліндрична; конічна; плоска; призматична; пірамідальна; сферична; тороїдальна.

За кількістю одночасно закріплюваних заготовок: а) одномісні; б) багатомісні; в) групові.

За способом встановлення на верстаті: а) на столі верстата; б) на шпинделі верстата; в) на супорті верстата; г) на супутнику багатоопераційного верстата.

За способом завантаження заготовок у ВП: а) ручний; б) автоматизований (автооператором); в) промисловим роботом.

### 1.3. Структура верстатного пристрою, його морфологія та передавально-підсилюючі ланки

Структура ВП - це сукупність взаємопов'язаних елементів, що утворюють цілісну систему і обумовлюють її функціонування на основі принципів перетворення енергії від джерела до об'єкту закріплення і передачі пружно силового поля для створення потенційної енергії пружно-напруженого стану контакту (сполучення) «затискний елемент - об'єкт закріплення». Структури ВП відносять до динамічних перетворювачів енергії у вигляді силового потоку. Ці структури є тривимірними об'єктами з явно вираженою геометричною інформацією, що пов'язано з багатоваріантністю можливих просторових компонувань і різноманітністю форм активних частин (затискних елементів, передавально-підсилювальних і перетворювальних ланок). Крім того, структура ще відтворює просторову геометрію та топологію взаємопов'язаних силових контурів і силового потоку.

У ВП передача енергії відбувається у напрямі від джерела енергії, з перетворенням та підсиленням, до виконавчого органу, що створює необхідну силу затиску об'єкта для надійного закріплення в процесі виконання технологічних та допоміжних операцій. Таку передачу енергії можна представити у вигляді силових потоків від приводу до ВП, розглядаючи різні напрямки на вході та виході (рис.1.2).

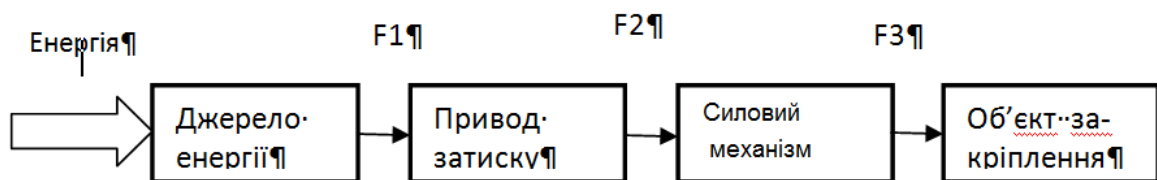


Рис. 1.2. Процес передачі та перетворення енергії у ВП та зв'язки (функції):  $F_1$  – передача енергії,  $F_2$  – передача сил у ВП,  $F_3$  – створення необхідної сили затиску [11]



Рис.1.3. Узагальнена структура зв'язків у ВП

Потік енергії від приводу до затискного елемента на корпус у ВП під час процесу затиску та оброблення може бути спрощено представлено в вигляді моделі (рис. 1.3). У ВП передача енергії відбувається в напрямі від джерела енергії, з перетворенням та підсиленням, до виконавчого органу, що створює необхідну силу затиску об'єкта для надійного закріплення в процесі виконання технологічних та допоміжних операцій. Таку передачу енергії можна представити у вигляді силових потоків від привода до деталі, розглядаючи різні напрямки на вході та виході. У точці прикладання сили затиску вона викликає переміщення затискного елемента, що складається з окремих переміщень всіх елементів, що беруть участь у передачі енергії від привода, таких як затискний елемент (змінний), основний затискний елемент, передавально - підсилюючий механізм і корпус ВП, а також переміщення в самих елементах.

У різних ВП силові (енергетичні) потоки можуть бути: М – механічні: передача і перетворення за допомогою елементарних механізмів; Е – електромагнітні: поля, що діють безпосередньо або в складі (структурі) електромеханічних систем передачі і перетворення; Р - рідинні і в'язкі: середовища для передачі і перетворення; П – повітряні: для передачі і перетворення, у тому числі вакуум; М - магнітні; Т - теплові потоки

розширення і звуження при нагріванні та охолодженні;  $\Gamma$  – гравітаційні: сили ваги, відцентрові сили.

За напрямом силові (енергетичні) потоки можуть бути осьовими та радіальними або у вигляді комбінацій [11]:

- Осьова сила - радіальна сила
- Радіальна сила - радіальна сила
- Крутний момент - радіальна сила
- Осьова сила і крутний момент - радіальна сила

У системі ВП у процесі затиску та виконання технологічних операцій відбувається перерозподіл енергії від приводу: кінетичної, що витрачається на переміщення поступальних та обертальних ланок, потенціальної у вигляді деформованих пружних ланок передавально - підсилюючих ланок патрона та деталі, роботи по подоланню сил тертя внутрішнього та зовнішнього, що перетворюється в тепло (рис.1.4).

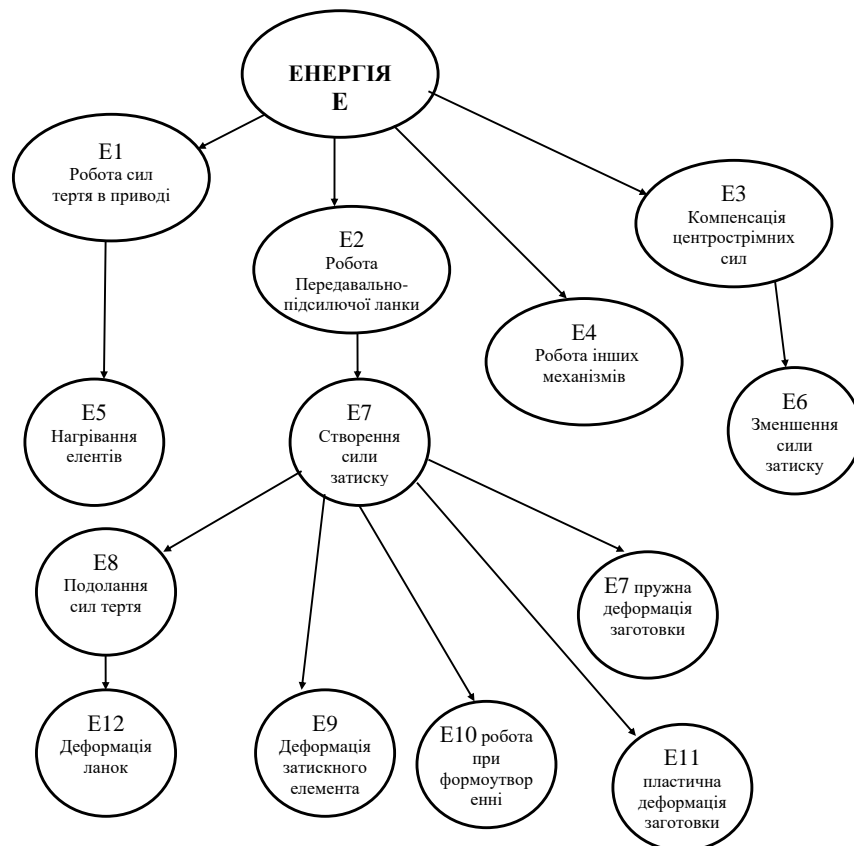


Рис.1.4. Модель енергетичних процесів у ВП:  $E_1 - E_{11}$  – енергетичні ПОТОКИ

При створенні нових конструкцій ВП необхідно знати умови взаємодії затискних елементів з об'єктом закріплення, умови передачі енергії і сили та напруження в елементах патрона, схеми виникнення пружних відтискань та похибок в системі ВП - об'єкт закріплення. Схема силових (енергетичних) потоків у ВП наведена на рис.1.4, 1.5.

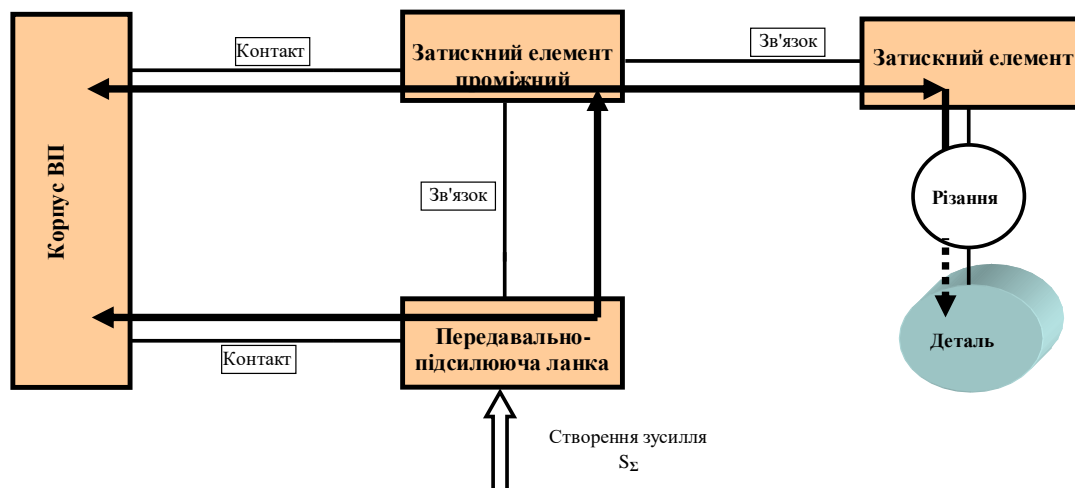


Рис. 1.5. Схема силових потоків ВП



Рис. 1.6. Місце ВП в технологічному процесі

У процесі оброблення ВП безпосередньо взаємодіє, через процеси формоутворення, технологічні та процеси керування, із заготовкою (деталлю), інструментом, пристроями завантаження розвантаження та ін. Місце ВП в технологічному процесі наведене на рис.1.6 з системним врахуванням процесів в верстаті.

#### 1.4. Блок-схема верстатного пристрою

Блок-схема являє собою графічне відображення будь-якого процесу чи пристрою, чітко показує систематичну послідовність всіх етапів виконання поставленого завдання, а також всі групи, які залучені в цей процес. Така схема є системою графічних символів (блоків) і ліній переходів (стрілок) між ними. Кожен з таких блоків відповідає певному кроку алгоритму. У середині такого символу дається опис даної дії.

Розглянемо узагальнену схему ВП, який може встановлюватися як на звичайні токарні, верстати-автомати, так і на верстати з ЧПУ (рис.1.7).

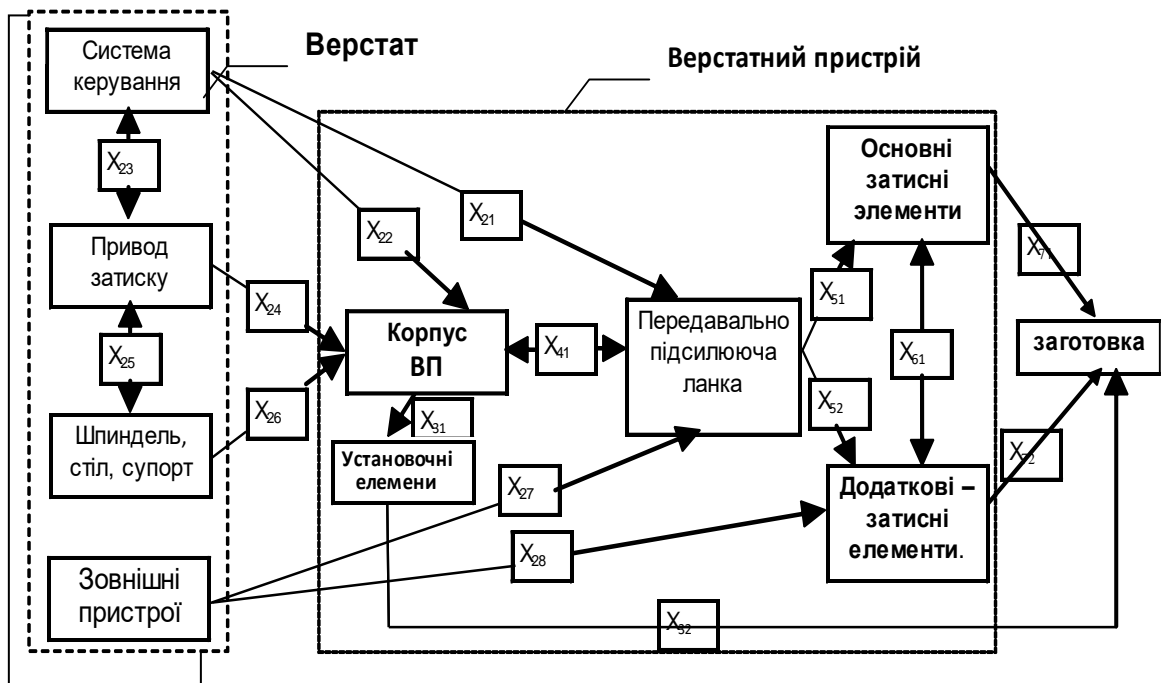


Рис.1.7. Конструктивно - функціональна схема ВП

Зв'язки в конструктивній функціональній схемі патрона - односторонні та двосторонні, тому граф схеми є неорієнтований (на відміну від ієрархічної моделі). Конструктивна функціональна схема в більшості випадків має мережеву структуру. Видно, що кількість зв'язків у конструктивно-функціональній схемі значно більша, ніж компонентів. І якщо для простих об'єктів це може бути не настільки важливо, то при аналізі технічних систем, які мають велику кількість компонентів, виходить громіздка, погано осяжна модель, яку складно аналізувати. У цьому випадку можна об'єднати декілька компонентів в одну функціональну групу, тобто застосувати ієрархічний підхід до моделювання конструктивних зв'язків.

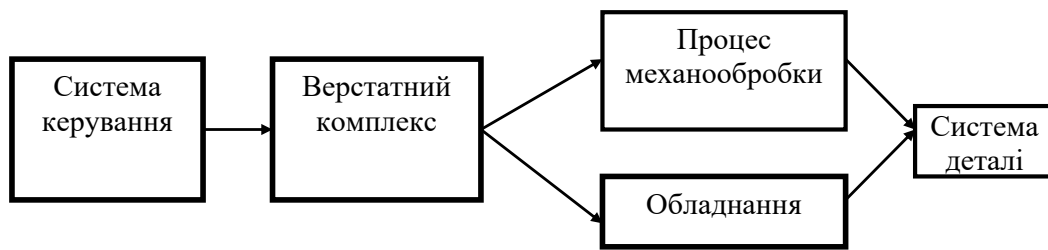
Конструктивна функціональна схема спрямовує увагу на вибір конструкторсько-технологічних рішень деталей і вузлів ВП, матеріалів, форми, взаємного розташування конструктивних елементів та видів з'єднань. Види і кількість з'єднань істотно впливають на трудомісткість процесів складання і виробничі витрати. До посадкових поверхонь, як правило, пред'являються більш високі вимоги по точності виготовлення, ніж до інших поверхонь

Характеристики ВП визначають режими різання, якість оброблення, можливість зменшення припусків і кількості позицій оброблення.

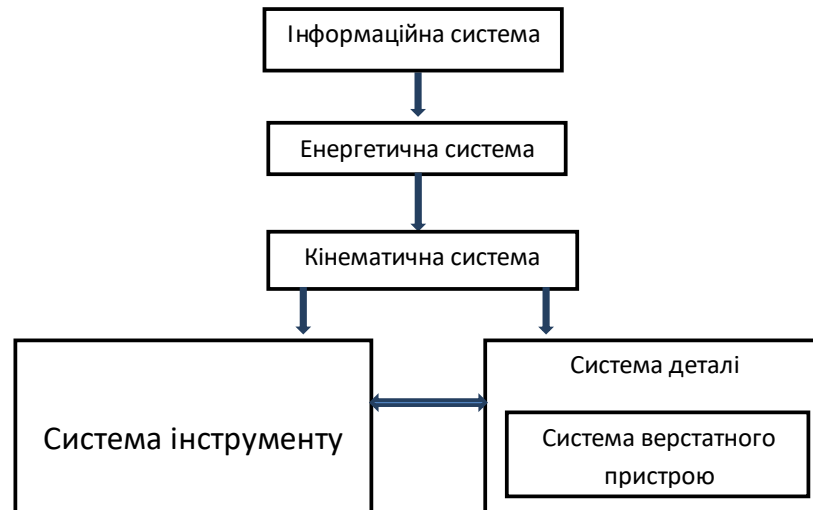
Система закріплення деталі – це підсистема функціональної системи верстата, яка активно пов'язана з інструментальною, кінематичною, інформаційною і енергетичною системами верстата. На практиці системи для закріплення деталі називають також затискними пристроями або верстатними пристроями (рис.1.8).

Система закріплення деталі – це підсистема функціональної «Системи деталі», яка активно пов'язана з інструментальною, кінематичною, інформаційною і енергосистемами.





а)



б)

Рис. 1.8. Місце системи закріплення деталі (а) в активному зв'язку(б) з функціональною системою металообробного верстата

Затиск деталі може визначатися силою або моментом, що створюють затискну силу або їх комбінацією. В одній площині деталі існує 8 напрямків, а в перпендикулярній площині – ще 6 напрямків, що визначають тип затиску: радіальний, кутовий, торцевий, заклинюючий, повідковий і комбінований.

Основні показники ВП багато в чому визначаються типом передавально-підсилюючої ланки та схемою замикання затискних сил.

У ВП механічного виконання, в залежності від необхідного ходу затискних елементів, сили і точності затиску входять передавально – підсилюючі ланки: важільні, клинові (плунжерні, клиноплунжерні, гвинтові, ексцентриккові), пружні і їх поєднання (рис.1.9, 1.10).

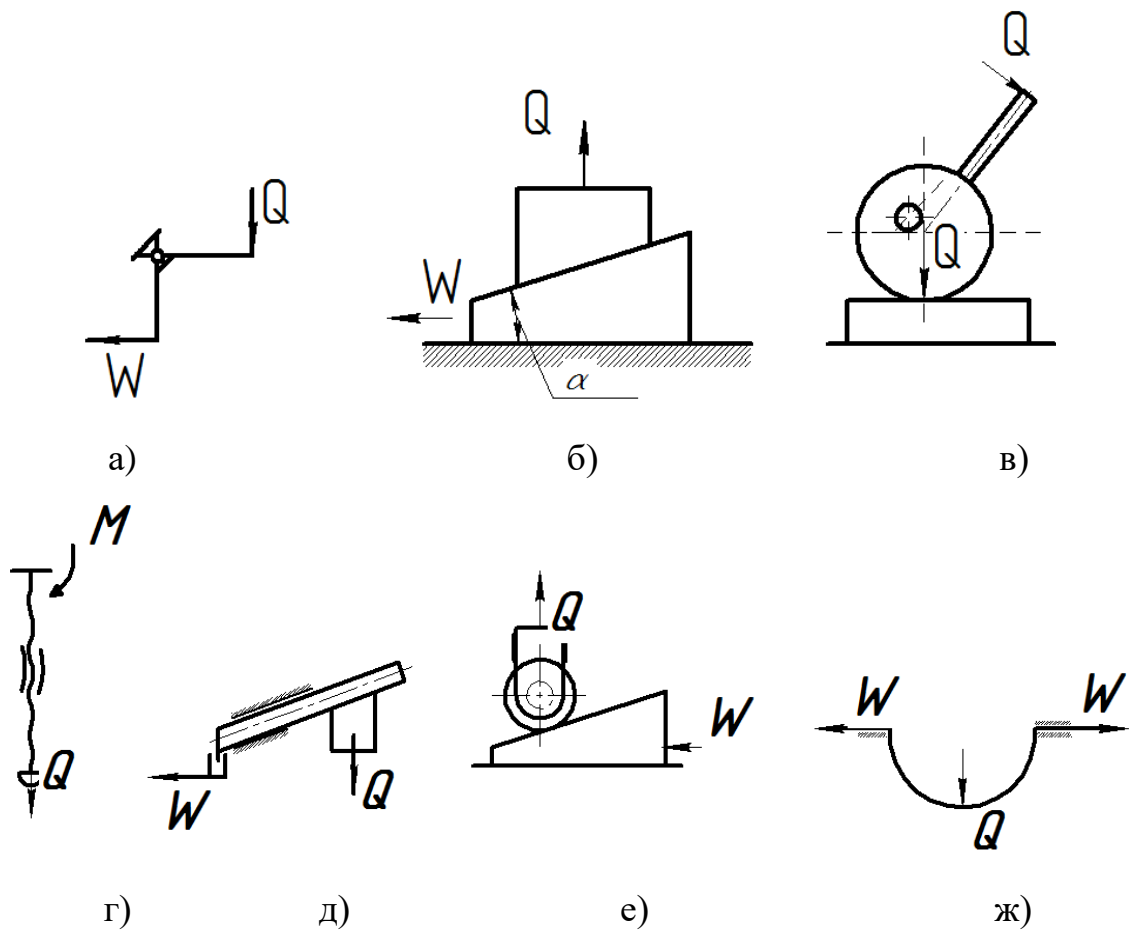


Рис. 1.9. Основні передавально – підсилюючі ланки ВП: а) важільні, б) клинові, в) ексцентрикові, г) гвинтові, д) плунжерні, е) зубчасті, ж) пружні

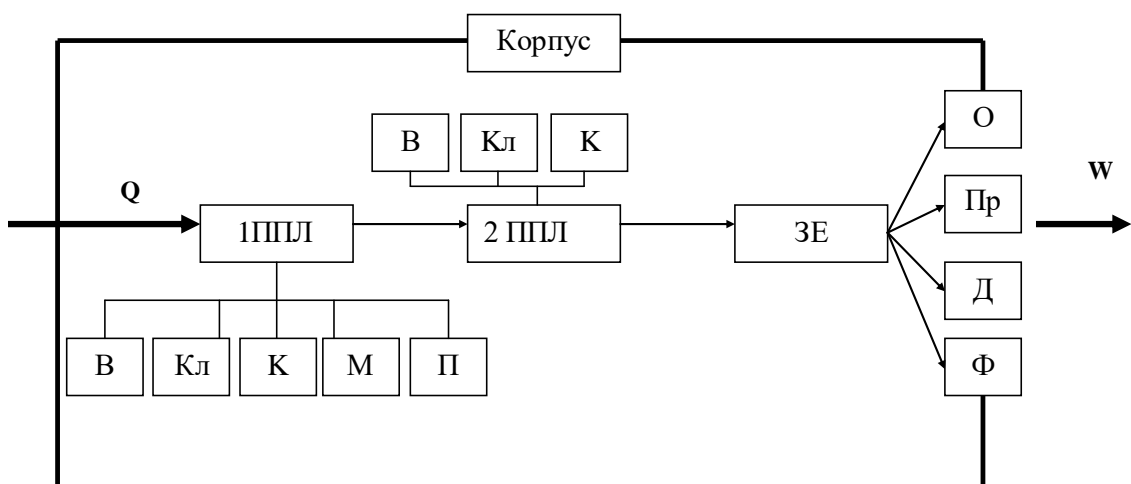


Рис.1.10. Блок – схема ВП з наскрізним проходженням енергії.

Де:  $W$  - сила від джерела енергії;  $Q$  – сила затиску; ППЛ – передавально-підсилююча ланка; ЗЕ – затискний елемент; Пр – пружний елемент (для компенсації відхилення розміру, що закріплюється); Ф – фіксуючі затискні елементи; Д – додаткові затискні елементи; Пр – проміжні затискні елементи; О – основні затискні елементи; М – мембранні; В-важільні; П – пружні; К – комбіновані передавально-підсилюючі ланки.

У замкнутій системі ВП силовий контур може бути замкненим (сили затиску представляють замкнений багатокутник у площині), розімкненим (сили затиску паралельні осі ВП) і комбінованим (результуючі сили затиску діють у двох площинах і сходяться до вершини). У свою чергу замкнений силовий контур ВП може бути відкритим (затискні елементи не охоплені загальним корпусом) і закритим, що визначається типом останньої передавально-підсилюючої ланки пристрою [18, 19].

### **1.5. Характеристики та вимоги до верстатних пристроїв**

Одна із основних функцій ВП – надійно, швидко і точно прикласти у визначених місцях заготовки строго регламентовану силу закріплення [12].

Система закріплення деталі виконує три основні задачі: 1) Точне визначення місця розташування деталі відносно певної осі оброблення (радіальне центрування і осьове розташування). 2) Кріплення деталі в напрямі проти компонентів сил різання і моментів. 3) Захват деталі у напрямі обертання проти сил різання (рис.1.11).

Виходячи з цих завдань, і для забезпечення безпеки, точності та економічності роботи необхідно виконувати наступні вимоги до системи ВП: 1) точне і стабільне орієнтування і позиціонування деталі, тобто, висока точність кругового обертання, обертання без торцевого биття і висока стабільність повторюваності (позиціонування); 2) високе досяжне значення сил затиску, які в діапазоні частоти обертання повинні бути, по можливості, постійними; 3) хороша динамічна характеристика, досягнута за рахунок

незначної маси, незначного обертального моменту інерції, незначного дисбалансу, а також компактної конструкції; 4) хороша адаптація пристрою до різних геометричних характеристик деталі з можливістю зовнішнього і внутрішнього закріплення; 5) високий рівень безпеки в роботі, тобто незначний потенціал небезпеки, висока ступінь безаварійності; 6) короткий час на затискання і розтискання; 7) незначні витрати на придбання.

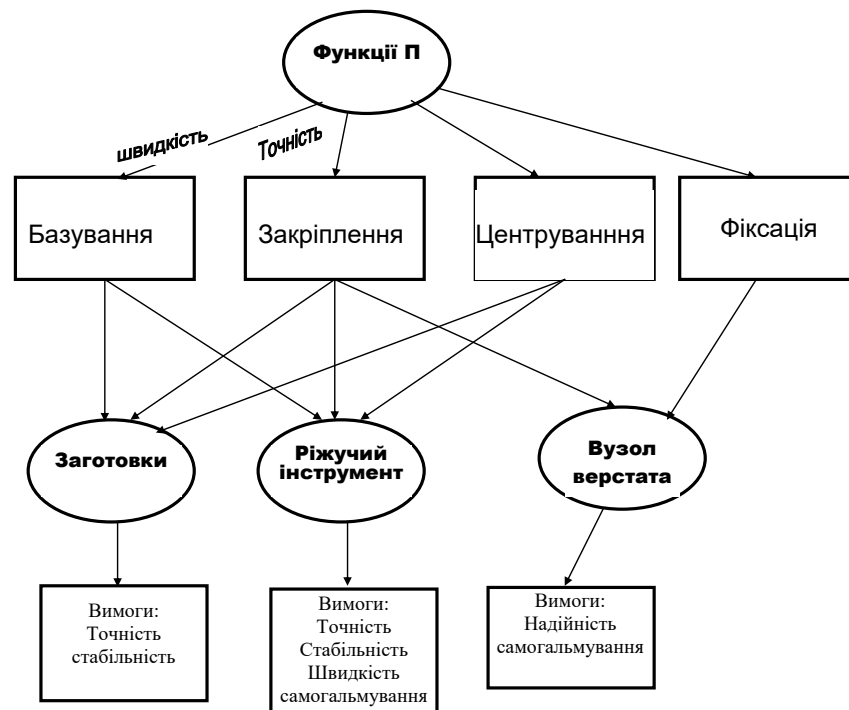


Рис.1.11. Функції пристроїв у процесі обробки

Вимоги до ВП:

- точність;
- надійність;
- швидкодія;
- жорсткість;
- можливість регулювання сили затиску;
- енергоекономічність;
- безпека роботи;

- компактність.

При проектуванні верстатних пристроїв виникає ряд факторів:

- обмеженість місця на верстаті;

- малий хід приводу;

- необхідність безпечної роботи в тяжких умовах (змащувально - охолоджуюча рідина, абразив);

- складність конфігурації заготовок;

- підвищена вимога до точності деталей і вузлів.

При проектуванні сучасних ВП треба враховувати використання високошвидкісного оброблення і особливо високошвидкісного фрезерування. Частка високошвидкісного оброблення значно зросла з появою нових конструкцій верстатів та інструментів, що дозволяють знімати великий об'єм матеріалу, що призводить до зниження часу оброблення при одночасному підвищенні якості поверхні готових деталей. Характерною рисою для цього методу є те, що швидкості різання при високошвидкісній обробці у 2 - 3 рази перевищують швидкості різання при звичайній (рис.1.12). У зв'язку зі скороченням часу контакту між ріжучими крайками інструменту і заготовкою поведінку матеріалу, при високому ступені деформації, високій температурі матеріалу та інструменту до кінця поки що не вивчено і вона не може бути точно описана звичайними законами металознавства. При звичайних швидкостях різання із їх збільшенням сила різання зменшується, а при дуже високих, завдяки силам інерції, збільшується [14].

При проектуванні ВП треба враховувати таку важливу характеристику, як коефіцієнт підсилення ВП, або силовий коефіцієнт передачі у ВП, який без урахування втрат на тертя можна визначити за формулою:

$$K_{II} = \frac{Q}{W}$$

де  $Q$  – сила затиску деталі у ВП,  $W$  – сила зі сторони приводу.

ВП зазвичай виконують роль підсилювача, тобто проектуються таким чином, щоб меншою силою зі сторони приводу отримати більшу силу затиску, тобто  $K_n \geq 1$ , що дозволяє зменшити габарити приводу та його енергоспоживання.

Зазвичай для ВП в машинобудуванні  $K_{II} = 1,3 \dots 1,8$ .

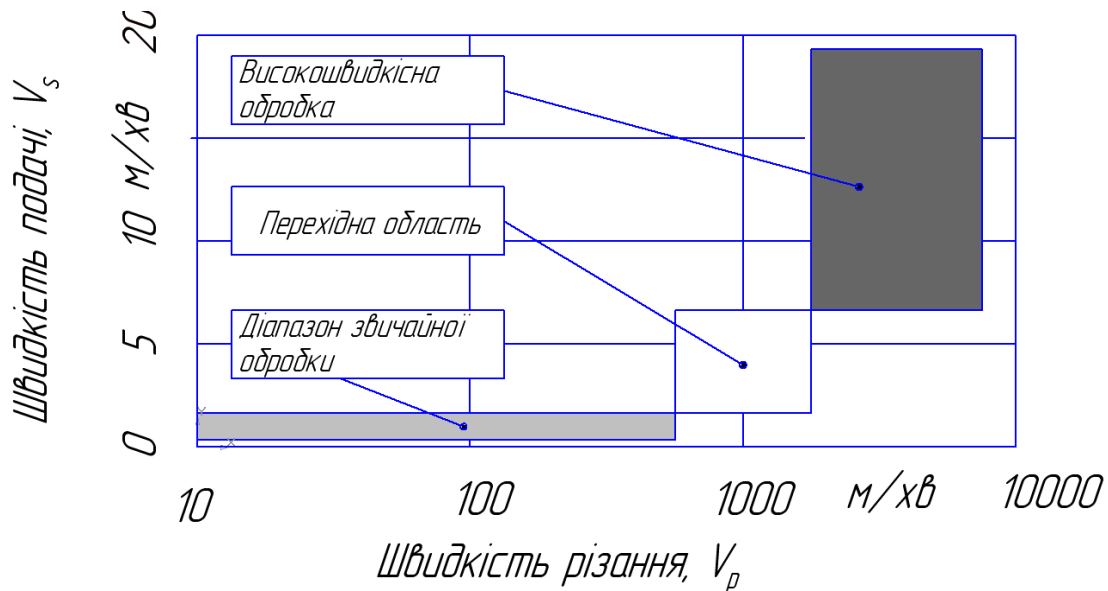


Рис.1.12. Швидкості різання при високошвидкісній обробці

### 1.6. Питання для самоперевірки за розділом 1.

1. Дайте визначення поняття, що таке «Верстатні пристрої»?
2. Сформулюйте, в чому полягає специфіка проектування ВП.
3. Наведіть класифікацію ВП за цільовим призначенням.
5. Наведіть класифікація ВП за ступенем спеціалізації.
6. Наведіть класифікацію ВП за ступенем механізації й автоматизації.
7. Наведіть класифікацію ВП за ступенем точності.
8. Наведіть структуру верстатного пристрою.
9. Як відбувається передача енергії у ВП?
10. Перерахуйте силові (енергетичні) потоки ВП.
11. Наведіть вимоги до ВП.
12. Сформулюйте службове призначення ВП.

13. Перерахуйте основні передавально – підсилюючі ланки ВП.
14. Конструктивно - функціональна схема ВП .
15. Зазначене місце ВП в технологічному процесі.
16. Наведіть модель енергетичних процесів в ВП.
17. Зазначте напрямки силових (енергетичних) потоків ВП.
18. Наведіть сучасні системи ВП, у тому числі для верстатів з ЧПК та багатоопераційних.
19. Сформулюйте особливості та переваги систем верстатних пристроїв для кожного типу виробництва.
20. Переваги універсально -переналагоджуваних ВП, область їх використання.
21. Універсально-збірні пристрої, їх переваги, недоліки, область використання, способи підвищення продуктивності.
22. Методика складання пристроїв з елементів універсально-збірних пристроїв.
23. Групові пристрої та їх особливості.

## **2. ВСТАНОВЛЕННЯ ДЕТАЛЕЙ У ВЕРСТАТНИХ ПРИСТРОЯХ**

### **2.1. Можливі схеми базування і закріплення заготовок**

Базування заготовки може виконуватися по: площинах, циліндричних поверхнях (зовнішніх і внутрішніх), площинах і отвору, двох отворах і площині, циліндричних поверхнях, розміщених під кутом, і т.п.. Форма поверхонь, якими оброблювана заготовка контактує з установчими елементами пристрою, визначає конструкцію установчих елементів і механізмів [1, 3, 14-16].

Конструкція установчих елементів залежить від варіанту базування заготовок різної конфігурації. Крім установчих елементів, що позбавляють заготовку ступенів вільності, у пристроях використовують механізми, за допомогою яких підвищується жорсткість і нерухомість заготовки (допоміжні опори). Конструкції механізмів допоміжних опор функціонально зв'язані з роботою затискного механізму пристрою. Для повної орієнтації заготовки в просторі її позбавляють 6 ступенів вільності, для часткової орієнтації – 3...5 ступенів вільності. З цією метою використовують основні опори, кількість яких дорівнює кількості позбавлених ступенів вільності. Для підвищення жорсткості та вібростійкості використовують регульовані і самовстановлювані опори. Але чим менше опор, тим дешевший і простіший верстатний пристрій. Для орієнтації деталі на підприємствах використовують основні та допоміжні опори. Основними називаються нерухомі опори, що координують оброблювану деталь у пристрої у трьох взаємно перпендикулярних площинах, тобто опори, що позбавляють деталь усіх ступенів вільності та визначають положення заготовки у пристрої. Максимально необхідне число таких опор дорівнює шести. Звідси випливає правило шести точок, яким керуються при проектуванні пристроїв.

Основні опори служать для базування деталі в пристроях. Вони жорстко закріплюються в корпусі пристрою і визначають положення оброблюваної заготовки в робочій зоні верстата щодо ріжучого інструменту.



У залежності від форми базових поверхонь заготовки вони використовуються у вигляді опор постійних (штирів), опорних пластин, призм, пальців і т.п..

Допоміжні опори застосовують разом з основними опорами для підвищення жорсткості закріплення і стійкості заготовки в пристрої при її обробленні на верстаті. Вони не повинні порушувати положення заготовки, досягнуте при базуванні. Їх індивідуально підводять до деталі і фіксують, у такий спосіб вони перетворюються в додаткові тверді опори. Допоміжні опори бувають регульовані і самовстановлювані. Число допоміжних опор може бути більше 6.

## **2.2. Встановлення заготовок плоских і корпусних деталей**

При встановленні заготовок корпусних деталей використовують плоскі поверхні (при обробленні на фрезерних, розточувальних верстатах). Заготовку встановлюють на постійні опори (штирі) (рис.2.1) – із плоскою (ГОСТ 13440-68), сферичною (ГОСТ 13441-68) або насіченою (ГОСТ 13442-68) головками та на опорні пластини (ГОСТ 4743-68). При установці по необроблюваних поверхнях використовують регульовані опори. На практиці використовують два види регульованих опор: самовстановлювані та підвідні.

Штирі з плоскою головкою призначаються для заготовок з обробленими установочними площинами, з насіченою - для заготовок з необробленими площинами. Штирі зі сферичною головкою, як більш зношувані, застосовуються у випадках особливої необхідності, наприклад, при установці вузьких заготовок на необроблену поверхню, щоб одержати максимальну відстань між опорними точками. Штирі з насіченою головкою застосовують для установки заготовок по необроблених бічних поверхнях внаслідок того, що вони забезпечують більш стійке положення оброблюваної заготовки і тому, в деяких випадках, дозволяють затрачати менше сил для її закріплення. При використанні таких опор, у якості горизонтальних, варто враховувати складнощі очищення їх від стружки.

Матеріал штирів: Сталь 20, Сталь 20Х НRC<sub>9</sub> 47...51 (глибина термообробки до 1,2...1,5 мм).

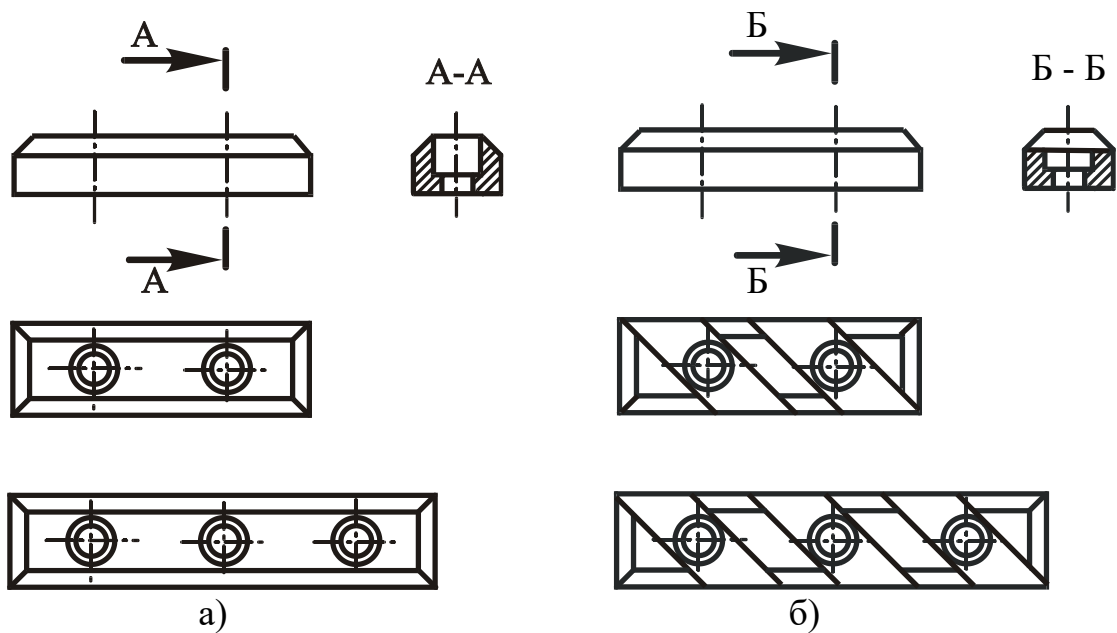


Рис. 2.1. Опорні пластини: плоскі (а) та з похилими пазами (б).

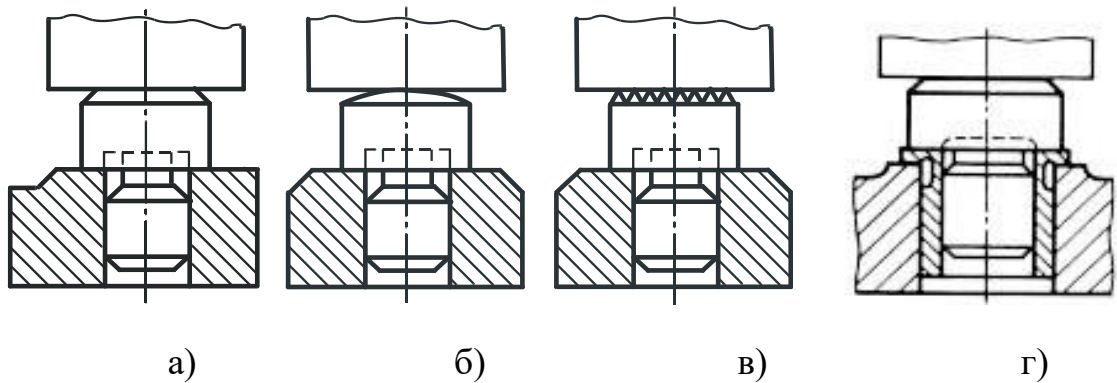


Рис.2.2. Опори постійні (штирі) (ГОСТ 13440-68, ГОСТ 13441-68, ГОСТ 13442-68): а) із плоскою головкою для встановлення заготовки по обробленій поверхні; б) зі сферичною головкою для встановлення заготовки по необроблених поверхнях; в) з насічкою для встановлення заготовки по необроблених поверхнях; г) опорний штир, встановлений у сталеву загартовану перехідну втулку.

Для полегшення встановлення оброблюваної заготовки на штирях із плоскою головкою, і для безпечного видалення стружки вручну, на головці такого штиря створюють фаску під кутом  $\alpha=45^\circ$ . Така ж фаска повинна бути на нижньому торці будь-якого штиря, щоб полегшити посадку його в отвір корпусу. Під головкою штиря для зручності шліфування стержня повинна бути канавка шириною  $b=0,8\dots2,5$  мм із поглибленнями  $h=0,25\dots0,5$  мм.

Опорні пластини: плоскі (рис.2.2,а) та з похилими пазами (рис.2.2,б) використовують для встановлення крупних заготовок.

Найбільш компактна конструкція опорних пластин з похилими заглибленнями для отворів під гвинти. Похиле розташування пазів дозволяє безупинно направляти оброблювану деталь при переміщенні її по пластинах (якщо таке переміщення необхідне) і сприяє більш ефективному очищенню установочної поверхні заготовки.

### Допоміжні опори

Якщо на установочній поверхні оброблюваної деталі є припуск, що видаляється при виконанні наступних операцій і величина якого для різних партій деталей може коливатись, чи форма установочної поверхні деталей може виявитися також неоднаковою, то застосовуються регульовані опори (рис. 2.3 а) та опори, що само встановлюються (рис. 2.3 б, в).

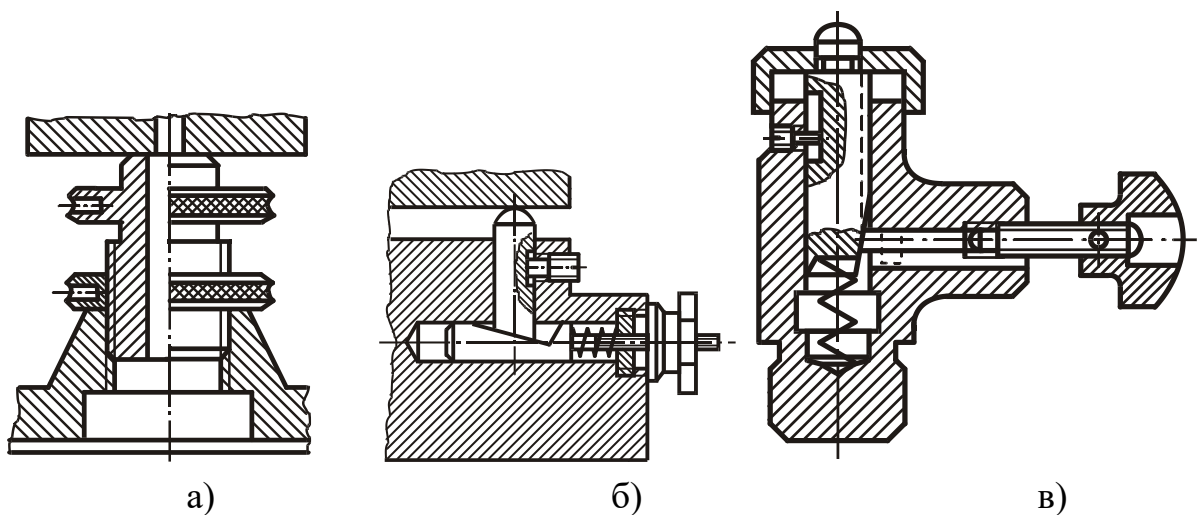


Рис.2.3. Конструкції регульованих опор

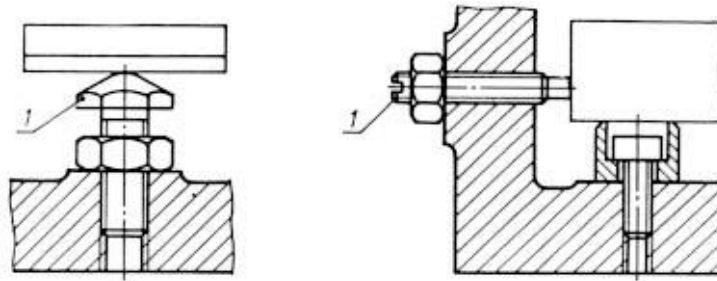


Рис.2.4. Регульовані гвинтові опори (ГОСТ 4085-68 і ГОСТ 4086-68),  
1– регульований гвинт

Принцип дії опор, що само встановлюються (рис.2.3 б, в). Під дією легкої пружини плунжер залишається в контакті з оброблюваною заготовкою, установленою на основних опорах. При стопорінні плунжера бічним гвинтом, через стержень, плунжер перетворюється у жорстку опору. Втулка гвинта утримується від прокручування стопорним гвинтом. Кут нахилу плунжера мусить бути самогальмуючим (не більше  $6^\circ$ ), в іншому випадку можливе примусове підймання оброблюваної заготовки з основних опор при загвинчуванні гвинта (рис.2.3 б).

У конструкції по рис.2.3 в пружина повинна злегка висувати плунжер, коли він звільнений від дії стопорного гвинта. Таке положення плунжера обов'язкове перед установкою кожної заготовки.

### 2.3. Встановлення заготовок типу тіл обертання

При установці заготовок типу тіл обертання зовнішніми поверхнями використовуються наступні установочні елементи: призми, втулки і центри.

Установка заготовок типу тіл обертання виконується:

1) по центрових отворах: при обробленні валів на токарних, шліфувальних верстатах. Центрові отвори виконуються по ГОСТ 14034-74. Для установки використовують центри і напівцентри (нерухомі, упорні).

2) по фасках: при обробленні на токарних і шліфувальних верстатах валів з отвором. Для цього використовують зворотні центри по ГОСТ 12193-66, що мають кут  $\alpha = 90^\circ$ ; в них можна встановлювати деталі від 3 до 100 мм.

3) якщо технологічна база оброблена поверхня, використовують широкі призми, якщо необроблена – вузькі чи призми з запресованими штирями. Матеріал призми - сталь 20Х ГОСТ 4142-74, твердість HRC 56...61, на глибину  $h=1,2$  мм. Втулки для встановлення деталей виготовляються спеціально під окрему деталь.

4) по внутрішніх поверхнях: за допомогою пальців - циліндричних і конічних. Пальці – це деталі, на які надівається заготовка своїми обробленими отворами. Звичайно використовують два пальці. Пальці запресовують у корпус чи пристрій або вільно вставляють і затягують гайкою.

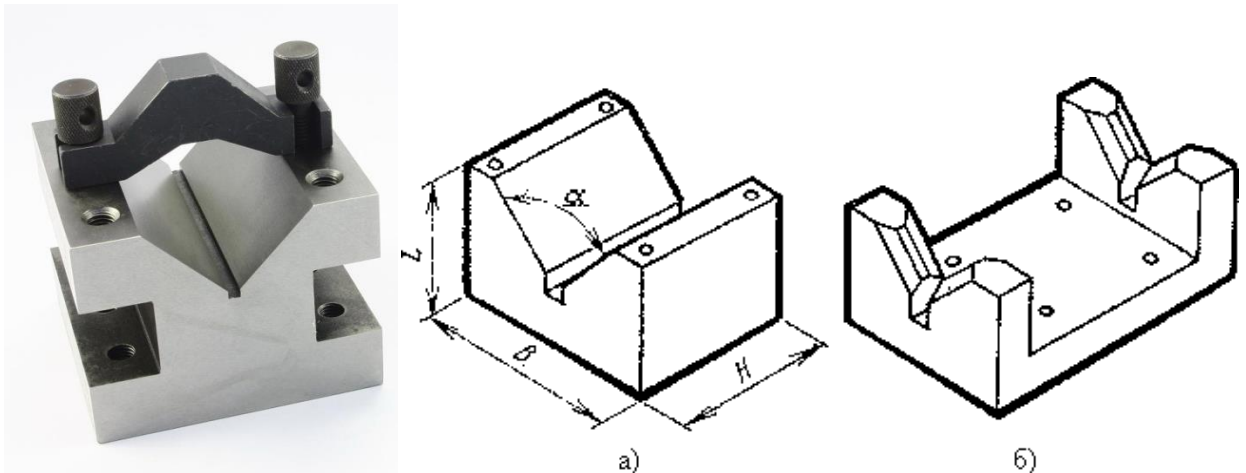


Рис.2.4. Опорна призма

Опорні призми – основні опори ВП, застосовують їх для установки деталей зовнішніми циліндричними поверхнями. На рисунку показана призма, що застосовується для установки невеликих ступінчатих валів діаметром  $D_3=3...100$  мм по ГОСТ 12195-66. Матеріал призми Сталь 20Х, Сталь 40Х, термообробка HRC, 47...51.

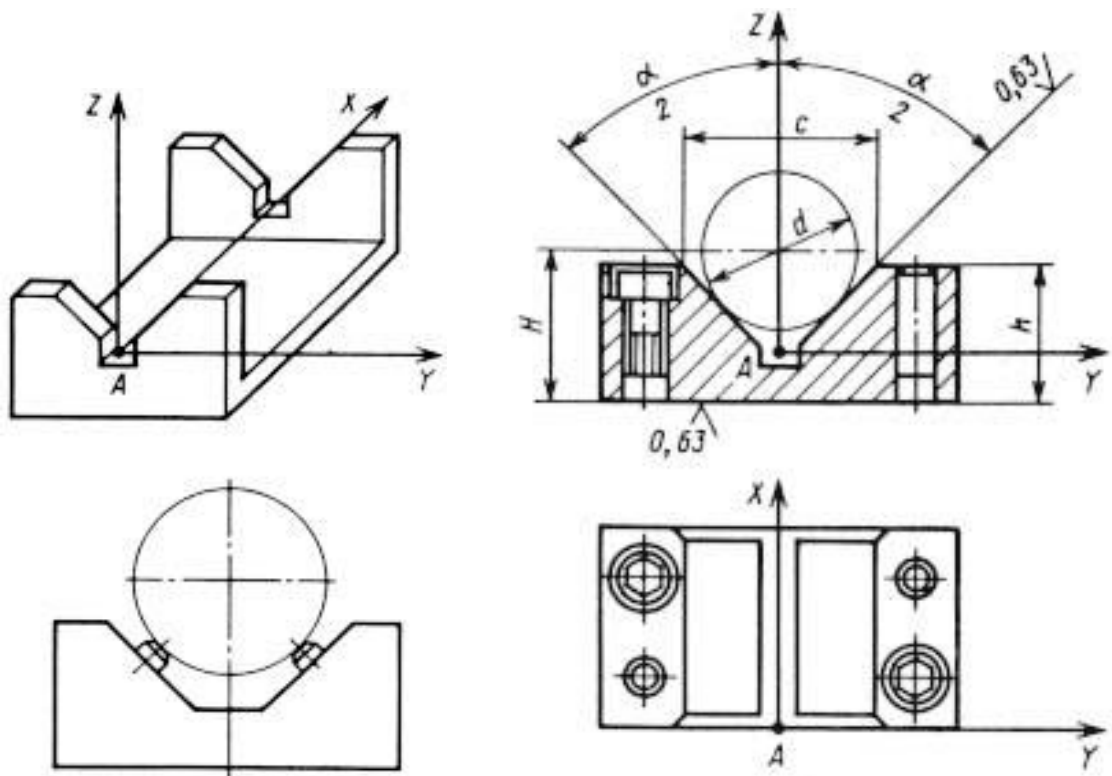


Рис.2.4. Призма ГОСТ 12195-68 для установки циліндричних заготовок по «чорних» (необроблених) поверхнях.

Рис.2.5. Призма для установки циліндричних заготовок по «чистих» (оброблених) поверхнях.

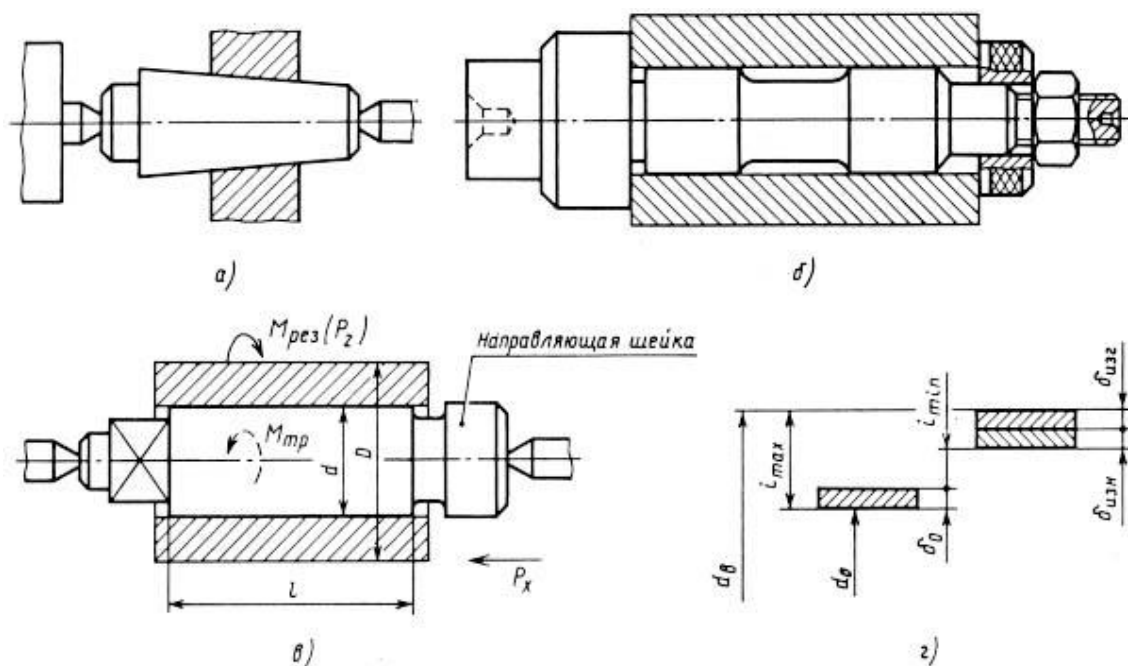


Рис.2.6. Центрові оправки для установки циліндричних заготовок у центрах на токарному верстаті: а - конусна для високої точності центрування; б -

оправка для установки заготовки з гарантованим зазором; в – оправка для установки заготовки з натягом ;  $M_{тр}$  - момент тертя,  $M_{різ}$  - момент різання,  $P_x$  - сила, що зрушує, (сила опору подачі);  $\gamma$  - розташування полів допусків з'єднання оправка-заготовка;  $\delta_{изн}$  - допуск на знос оправки;  $\delta_{изг}$  - допуск на виготовлення оправки;  $i_{min}$ ,  $i_{max}$  - зазор між заготовкою та оправкою;  $\delta_0$  - допуск на отвір;  $d_0$  - діаметр отвору;  $d_v$  - діаметр вала.

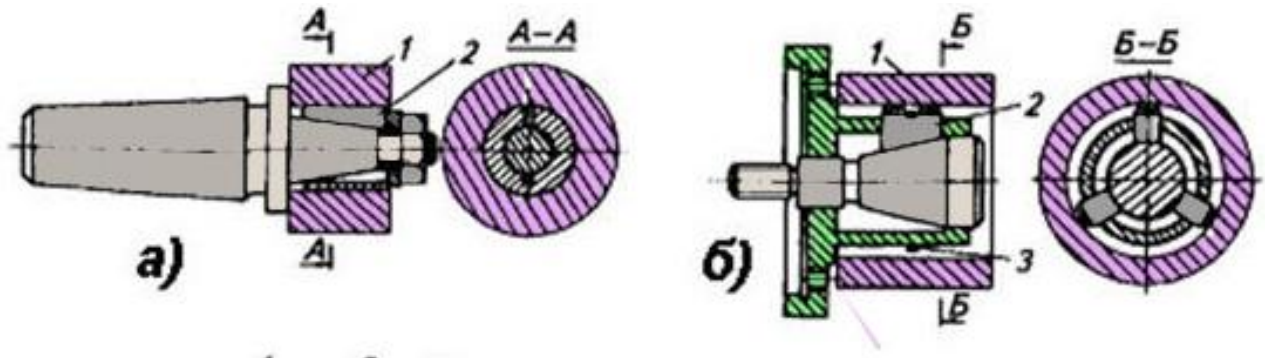


Рис. 2.7. Оправки: а- з ручним затиском, б- з механізованим затиском, де: 1- заготовка, 2- затискний елемент

Для установки заготовок з центровими отворами застосовують центри і напівцентри, що можуть бути нерухомими та упорними. Випускаються двох класів точності. Упорні верстатні центри застосовуються для закріплення заготовки, що обертається або повертається в процесі оброблення навколо своєї поздовжньої осі. Упорний центр використовується, наприклад, в якості другої точки опори для заготовки, встановленої в патроні токарного верстата,

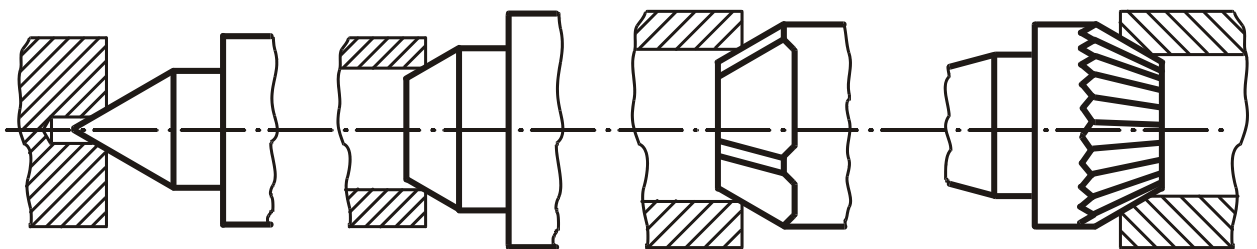


Рис.2.8. Схеми установки в центрах

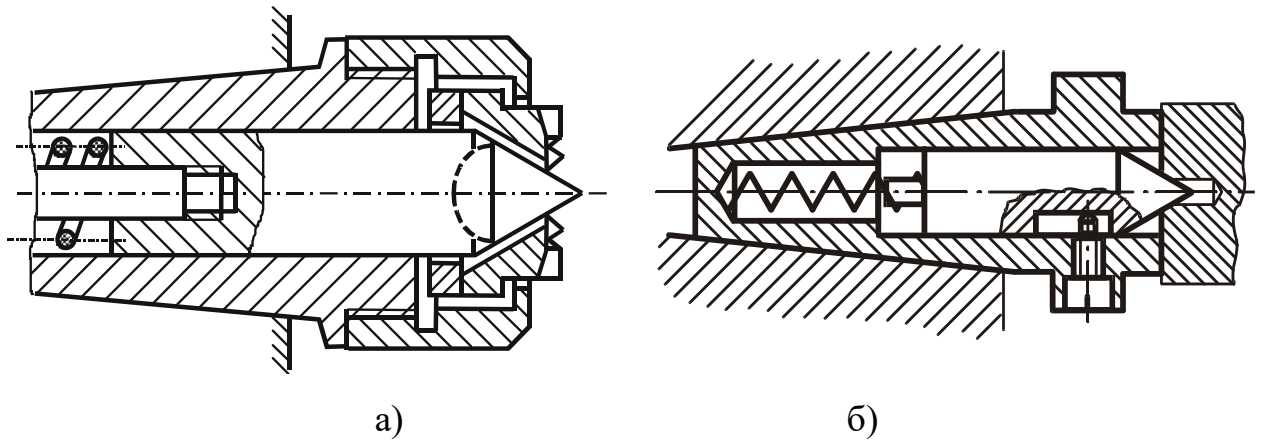


Рис. Центри: а) поводковий, б) плаваючий.

При закріпленні заготовок класу «вали» і «втулки» використовують поводкову оправку, що складається з плаваючого (підпружиненого) центру з поводковими штирями. Заготовка встановлюється за допомогою підпружиненого центру 7, притискається торцевою поверхнею до зубців втулки, встановленої на корпусі патрона та зафіксованої пружинним кільцем та обертається за допомогою повідків 10.

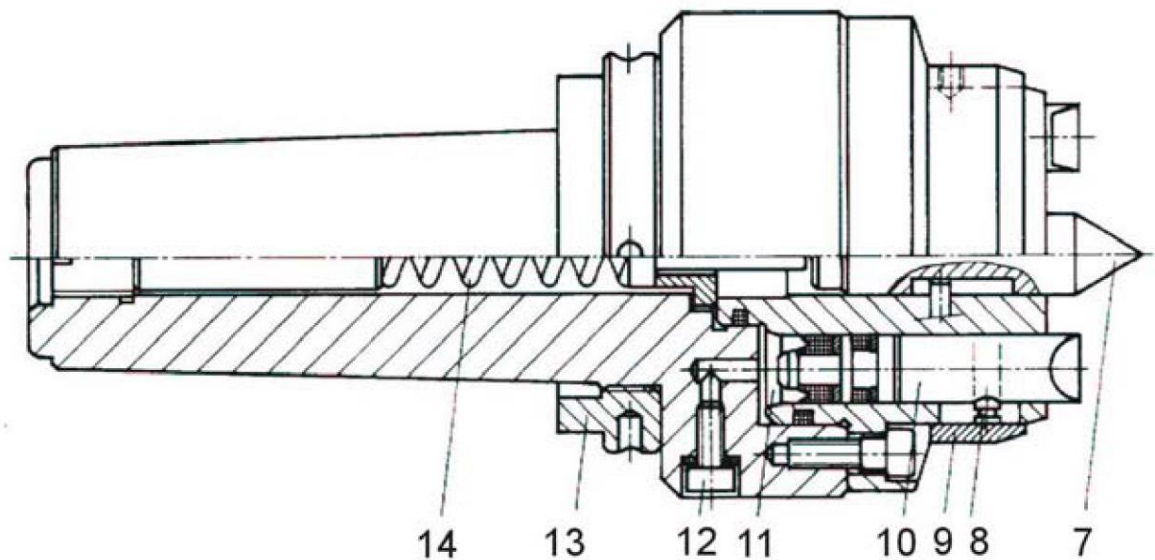


Рис. 2. 9. Підпружинений центр з торцевими штирями для передачі крутного моменту



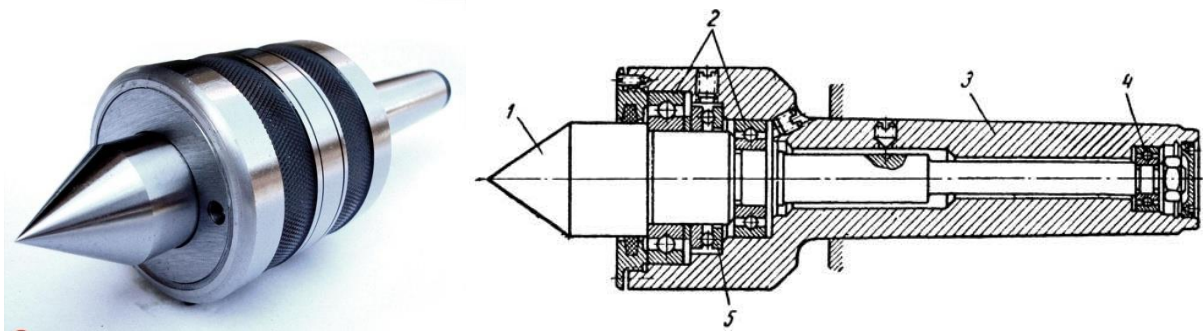


Рис.2.10. Центр, що обертається із заготовкою: 1) центр, 2) передні підшипники, 3) корпус, 4) задній підшипник, 5) упорний підшипник

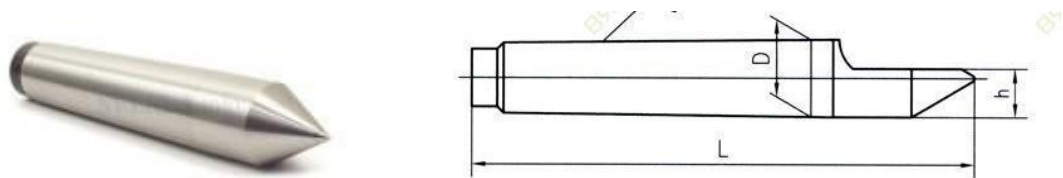


Рис.2.11. Упорний нерухомий центр

Напівцентр (рис.2.11) є різновидом упорного, тобто, нерухомого верстатного центру. Поряд з іншими типами центрів, він використовується для закріплення і центрування заготовок, що обертаються наприклад, при токарній обробці. У тому випадку, коли заготовка установлюється на фаски використовуються нестандартні центри.

У додатку Д наведені конструкції центрів для базування і закріплення деталей.

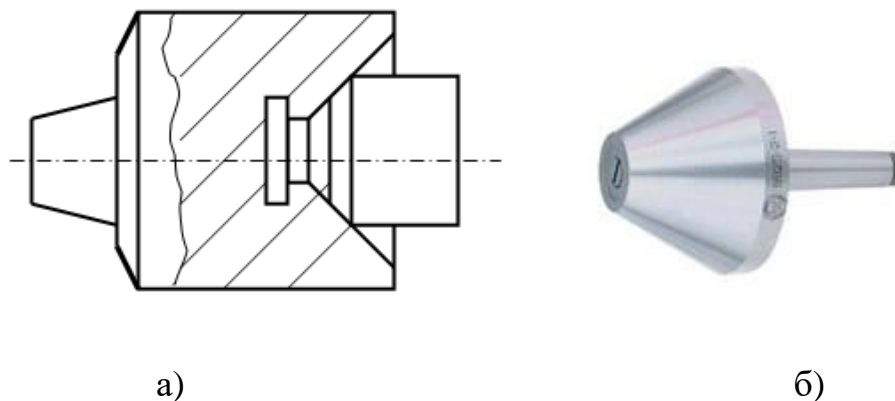


Рис.2.12. Зворотні центри: а- для базування по зовнішніх фасках, б - для базування по внутрішніх фасках

Для установки і центрування порожнистої циліндричної деталі, в якій неможливо розташувати центровий отвір стандартної конфігурації і використовувати верстатний центр звичайного типу з конічним наконечником, застосовують пристрій збільшеного діаметру з centruючою поверхнею у формі усіченого конуса - грибоквий центр, що обертається (рис.2.12).

Втулки центруючі, довгі, короткі застосовують для встановлення заготовок по зовнішній циліндричній поверхні. Втулки застосовують для заготовок з базовою поверхнею, виконаною по 6...8-му квалітетам, щоб уникнути пластичного деформування остаточно оброблених базових поверхонь заготовок, що може мати місце при установці в призмі. На рис.2.13 наведена конструкція вертикальної центруючої втулки.

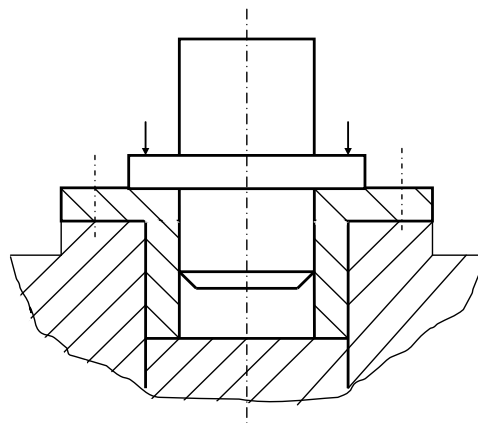


Рис. 2.13. Вертикальна центруюча втулка

### Пальці

Установочні пальці – деталі, на які, своїми обробленими отворами, встановлюється заготовка. Звичайно використовують 2 пальці: один палець циліндричний, другий зрізаний (полегшує процес установки деталі на пальці).

Пальці запресовуються в корпус або з додатковим кріпленням при необхідності їх зміни. У важких корпусах доцільно пальці закріплювати гвинтами зверху, щоб при заміні пальців не перевертати ВП.

При обробленні заготовок плит, рам, станин, корпусних та інших деталей застосовують установку на два отвори з паралельними осями і перпендикулярну їм площину. Вона забезпечує просту конструкцію пристрою, дотримання принципу сталості баз і фіксацію заготовок при обробленні на верстатах і автоматичних лініях. Базову площину заготовки обробляють начисто, а отвори розгортають по 7-му квалітету точності. Установочними елементами служать два пальці (жорстких або висувних) і опорні планки.

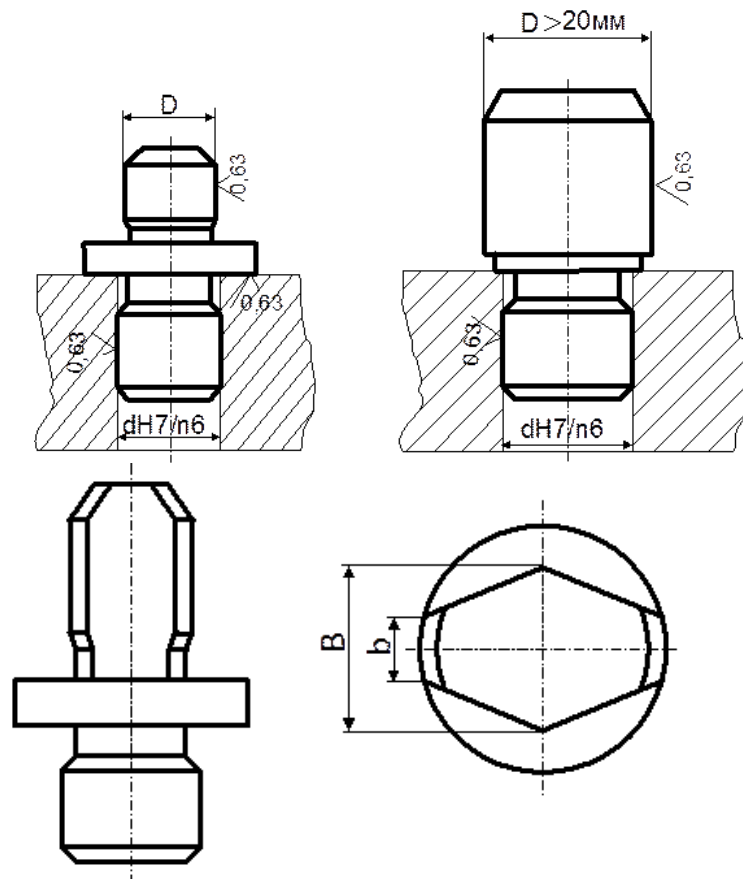


Рис.2.14. Циліндричні і зрізані установчі пальці

#### 2.4. Питання для самоперевірки за розділом 2.

1. Призначення основних і допоміжних опор в ВП.
2. Конструкційні матеріали які використовуються для виготовлення установчих елементів пристроїв.

3. Конструкції опор при установці заготовок по площинам. Приклад раціонального використання різних конструкцій.

4. Призма як установчий елемент. Конструкції призм.

5. Конструкції установчих пальців. Приклади їх використання.

6. Наведіть конструкції зворотних центрів.

7. Наведіть конструкції обертових центрів.

8. Наведіть схеми базування в центрах.

9. Запропонуйте конструкції центрових оправок для установки циліндричних заготовок.

10. Як виконується встановлення деталей типу тіл обертання?

11. Наведіть конструкції допоміжних опор.

12. Призначення та конструкції опорних пластин.

13. Призначення та конструкції циліндричних опор (штирів).

14. Назвіть можливі схеми базування і закріплення заготовок.

15. Назвіть можливі схеми базування і закріплення призматичних та корпусних деталей.

### **3 ТЕОРЕТИЧНІ ТА МЕТОДОЛОГІЧНІ ОСНОВИ ПРОЕКТУВАННЯ ВЕРСТАТНИХ ПРИСТРОЇВ**

#### **3.1. Послідовність проектування верстатних пристроїв**

Проектування і виготовлення верстатних пристроїв, становить вагому частину трудомісткості і собівартості технологічної підготовки машинобудівного виробництва. Стримуючим фактором у підвищенні ефективності застосування нових конструкцій ВП, у тому числі затискних патронів, є хаотичний підхід в прийнятті рішень щодо конструювання та формування комплектів затискного оснащення. Це обумовлене втратою, через різні причини, кваліфікованого, з досвідом практичної роботи конструкторського персоналу, а також тим, що з метою оптимізації кількості інженерних працівників на конструкторів покладені обов'язки технолога, програміста та ін.

Загальновідомо, що однією з актуальних задач сучасних систем пошуку нових конструкцій ВП є удосконалення методів закріплення заготовок, пошуку нової технічної інформації, якою представлені зображення конструкцій ВП, а також деталі й інші елементи його конструкції. Разом з тим, з точки зору можливості реалізації проектних задач, виділяють чотири основних типи, які визначаються типами об'єктів проектування, а саме: 1) об'єкт, що проектується, може бути скомпонований з готових елементів та блоків; 2) для об'єкту, що проектується, немає повного набору готових компонентів, але існують готові аналогічні, з яких шляхом зміни параметрів можливо отримати необхідні; 3) не існує аналогічних елементів, але відомі принципи їх побудови; 4) не відомі принципи побудови елементів об'єкта.

Одним із шляхів вирішення завдання створення нових конструкцій ВП є втілення прогресивних методів пошуку нових технічних рішень на ранніх стадіях технологічної підготовки виробництва. До таких методів відносяться: метод морфологічного аналізу, диференційно-морфологічний

синтез, уніфікаційний синтез, метод комбінаторного синтезу елементів різних модульних систем, структурно-параметричний аналіз [2].

На сьогоднішній день не існує простої інженерної методичної основи з проектування ВП, яка б вирішувала проблему синтезу та виключення помилок на ранніх стадіях проектування при оптимізації прийнятих рішень.

Для проектування ВП конструктору необхідні наступні вихідні дані:

1. Креслення: ескізи оброблення на попередній та виконуваний операціях з одержуваними розмірами, параметрами точності оброблення і шорсткості поверхонь.

2. Обсяг випуску деталей, якщо не задана продуктивність операції.

3. Технологічний процес з операційними картами, а саме: послідовність і зміст технологічних операцій, схеми базування, інструменти, обладнання, режими різання і норми штучного часу, що будуть використовуватись.

4. Стандарти: підприємства і державні.

5. Інформаційно-технічне забезпечення :довідкова література, нормалі на деталі та складальні одиниці пристроїв, альбоми нормалізованих і стандартизованих конструкцій пристроїв.

Проаналізувавши вихідні дані, конструктор повинен вирішити наступні задачі:

- конкретизувати схему установки і базування заготовки;
- вибрати тип і розміри установчих елементів ВП;
- уточнити схему і вид затискного механізму та його розміри;
- розробити загальне компонування пристрою.

Проектування ВП відбувається в такій послідовності:

1. Аналіз вихідних даних.

2. Уточнення схеми установки заготовки в пристрої (мінімальні розміри і кількість установочних елементів).

3. Виходячи зі схеми базування оброблюваної деталі, точності та шорсткості базових поверхонь визначають тип і розміри установчих

елементів, їх число, взаємне розташування і розраховують складові похибки установки.

4. Виходячи із заданої продуктивності операції вибирають тип пристрою (одно- або багатомісний, одно- або багатопозиційний).

5. За силами різання і прийнятою схемою установки складають схему сил, які діють на заготовку, вибирають точку прикладання і напрямок сили затиску, розраховують її величину. Розраховують похибку закріплення.

6. За величиною сили затиску, кількістю місць її прикладання вибирають тип затискного механізму, розраховують його основні конструктивно-розмірні параметри та величину вихідної сили приводу.

7. За вихідною силою приводу і регламентованим часом на закріплення і відкріплення деталі вибирають тип силового приводу. Розраховують його розміри. По нормалях та ДСТУ вибирають стандартні значення розмірів.

8. Встановлюється тип і розміри елементів для визначення положення і напрямлення ріжучого інструменту.

9. Вибирають необхідні допоміжні пристрої, визначають їх конструкцію, розміри, положення.

10. Розробляють загальний вид пристрою (викреслюють деталь, розміщують установочні елементи, затискні елементи, передавально-підсилювальні ланки, корпус, привід) и знаходять точність його виконавчих розмірів.

11. Розраховують на міцність та зносостійкість навантажени та рухомі елементи ВП.

12. Розраховують економічну доцільність розробленої конструкції ВП.

13. Розробляють органи управління і приєднувальні елементи.

14. На кресленні наносяться розміри, які мають бути витримані при складанні та регулюванні.

Конструктор повинен знати технологічні можливості інструментального цеху, де будуть виготовлятися пристрої, крім того, необхідно виявити наявність на складі нормалізованих і стандартних деталей та складальних одиниць пристрою.

Перед тим як приступити до проектування, конструктор повинен вивчити і проаналізувати завдання та вихідні дані з метою пошуку оптимального розв'язання поставленої задачі. Якщо в результаті такого аналізу конструктор пропонує більш раціональну схему пристрою, яка покращує побудову операцій, то після погодження з технологом ці зміни вносять в технологічний процес.

Конструкція розроблюваного пристрою повинна задовольняти наступні основні вимоги: пристрій повинен забезпечити отримання заданої точності і продуктивності операції при економічній доцільності його використання. ВП повинен полегшити працю робітника, бути зручним в експлуатації, забезпечувати безпеку роботи і мати добру ремонтпридатність. При компоновці конструкції пристрою необхідно максимально використовувати стандартні і нормалізовані елементи.

Крім перерахованих, до ВП може пред'являтися ряд додаткових вимог, які конструктор повинен забезпечити при розробці конструкції. Принципову схему пристрою та вимоги до нього необхідно узгодити з технологом, який працював над оснащенням технологічного процесу.

**Приклад 1.** Послідовність проектування верстатного пристрою для фрезерувального верстата з ЧПК.



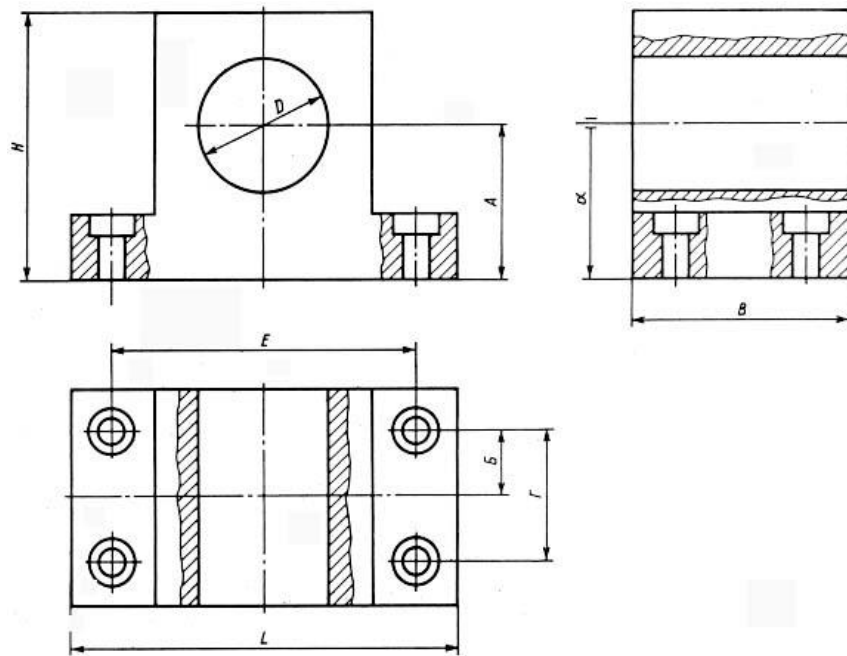


Рис.3.1. Креслення деталі

На рисунках в якості прикладу приведена методика проектування ВП, що служить для закріплення заготовки на фрезерному верстаті. Обробка заготовки полягає у фрезеруванні опорної поверхні А, свердлінні чотирьох кріпильних отворів, два з яких розвертаються.

Заготовка базується в конусах по отвору. Комплект баз: 1, 2, 3, 4 – подвійна напрямна база; 5 і 6 – опорні бази. Прийнята схема базування дає можливість забезпечити рівномірність припуску в базовому отворі, а в подальшому-мінімальні похибки форми. При проектуванні пристроїв необхідно виконати розрахунки похибок базування та розрахунок затискної системи пристрою [3-7], конструктивна схема якого розробляється. **При вирішенні завдань по базуванню необхідно:**

а) знайти похибки базування для, вказаних за даним варіантом розмірів, які виконуються при обробленні;

б) дати критичний аналіз схеми базування і постановки розмірів, запропонувати раціональний варіант постановки розмірів і схеми базування.

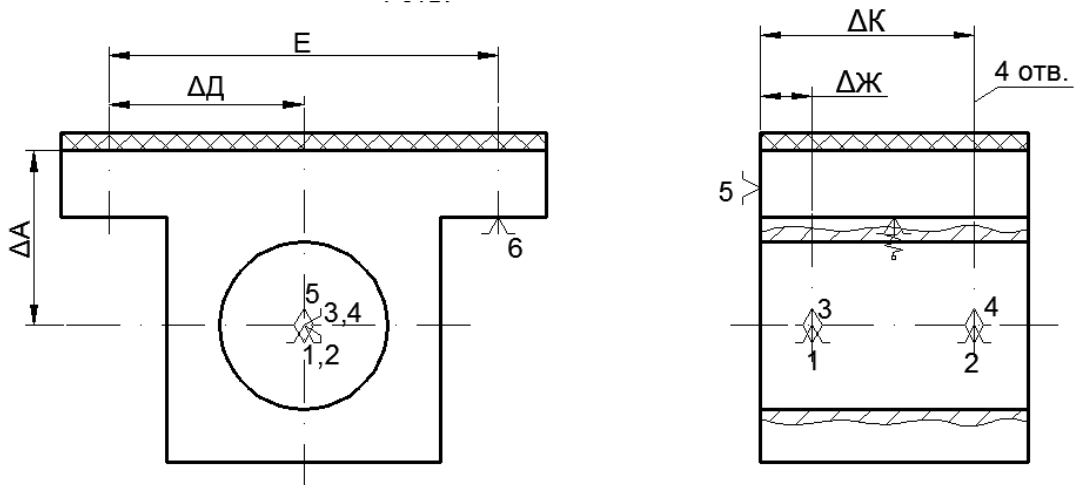


Рис. 3.2. Схема базування заготовки в пристрої, визначення точок прикладання і напрямків силового замикання

При виконанні завдання з розрахунку затискної системи пристрою потрібно:

- а) знайти силу  $Q$  необхідну для закріплення заготовки;
- б) знайти силу  $W$ , яку необхідно подати на вхід силового (затискного) механізму для створення сили затиску  $Q$ ;
- в) за величиною сили  $W$ , що повинна забезпечитись приводом розрахувати його основні конструктивні параметри (наприклад, діаметр силового циліндра) чи величину сили, яку робітник повинен прикласти до рукоятки ключа у випадку використання ручного приводу;
- г) виявити недоліки схеми установки заготовки, конструкції затискного пристрою і компоновки пристрою, дати рекомендації по їх усуненню та покращенню конструкції.

Вирішення питань завдання слід ілюструвати ескізами і схемами.

У додатку А наведені варіанти завдань у вигляді креслень деталей для практичних робіт для завдань по базуванню.

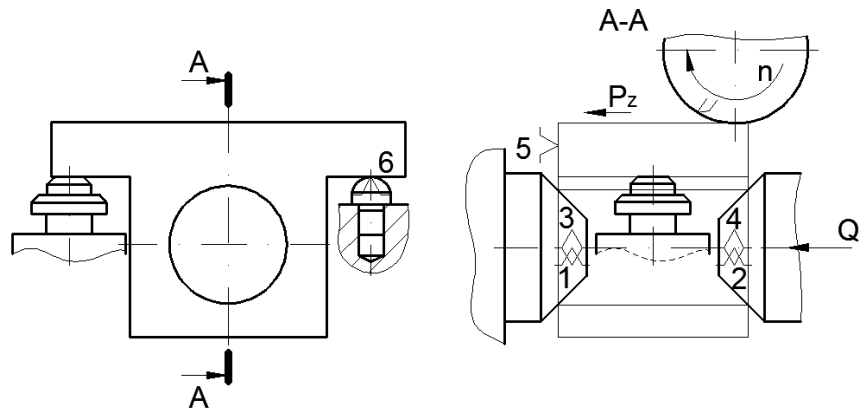


Рис. 3.3. Креслення установчих і опорних елементів пристрою

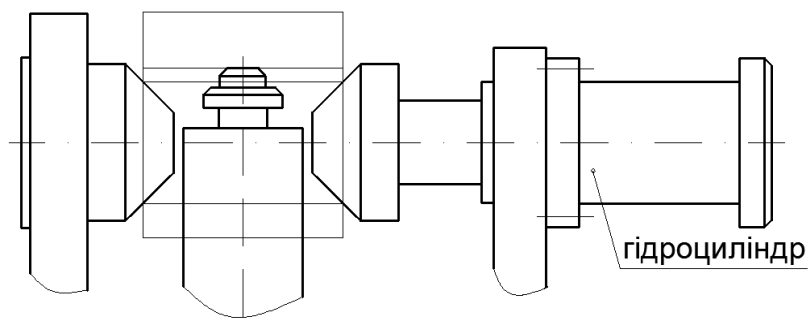


Рис.3.4. Креслення затискних, фіксуючих, допоміжних елементів пристрою

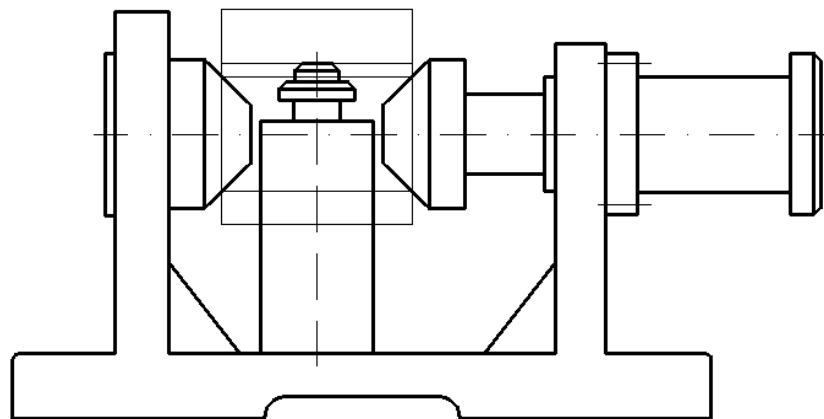


Рис. 3.5. Привод затискного пристрою.

Вибір привода ґрунтується на необхідній силі затиску заготовки і габаритних розмірах приводу.

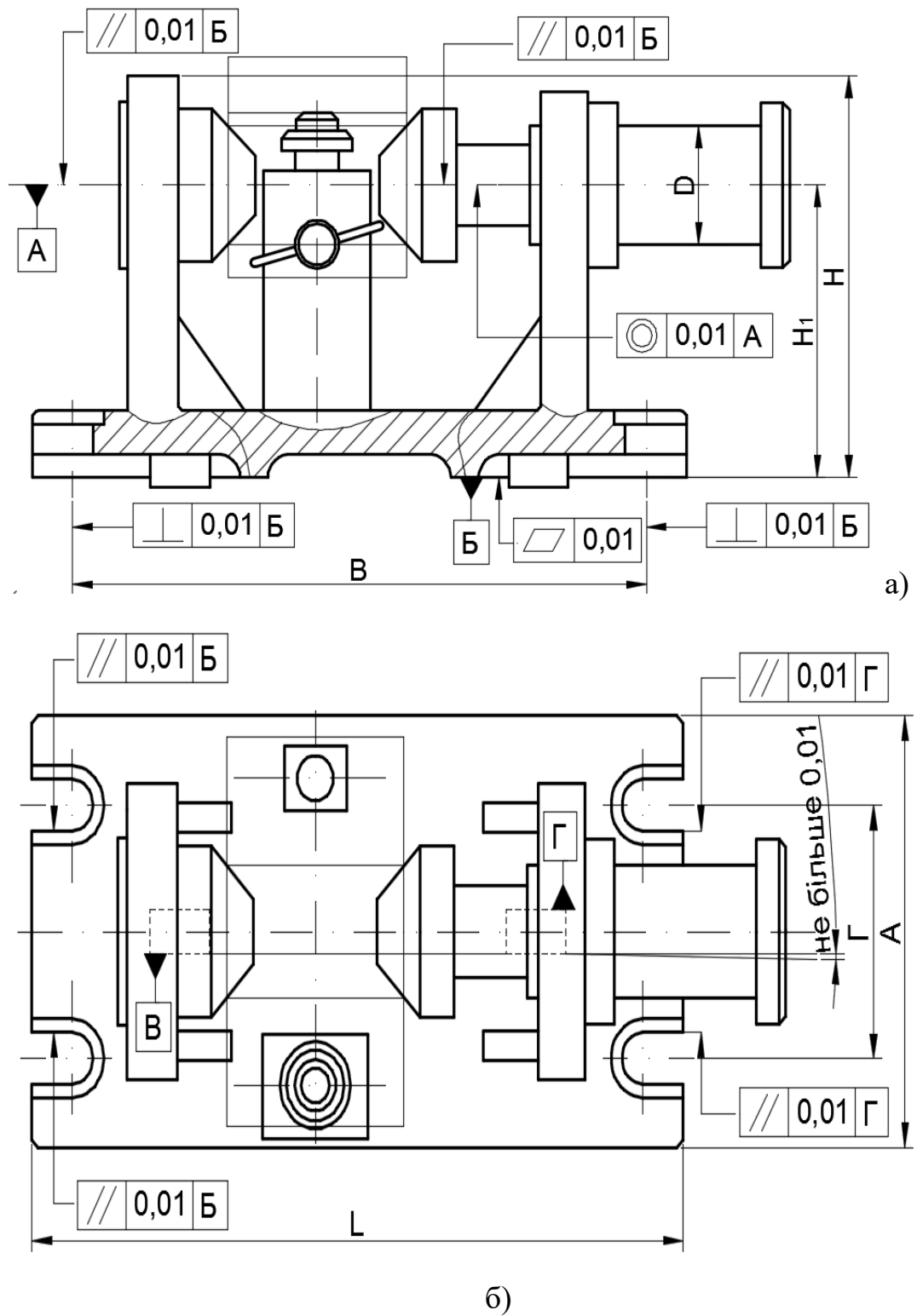


Рис. 3.6. Корпус пристрою з елементами для кріплення його на столі верстата: а) вид збоку, б) вид зверху.

### 3.2. Оцінка та врахування впливу похибок установки заготовок на точність, одержуваних у верстатному пристрої, розмірів

Вплив конструкції ВП на точність, одержуваних при обробленні розмірів, проявляється через похибку установки заготовки, що є однією із складових сумарної похибки оброблення. У свою чергу похибка установки заготовки включає 3 складові: похибку базування  $\varepsilon_{\delta}$ ; похибку закріплення  $\varepsilon_{\varepsilon}$ ; похибку ВП  $\varepsilon_{np}$ .

Розрахунок похибок установки заготовок та їх складових, оцінка та врахування їх впливу на точність одержуваних у верстатному пристрої розмірів є одним із важливих етапів проектування.

Вплив похибок базування ( $\varepsilon_{\delta}$ ), закріплення ( $\varepsilon_{\varepsilon}$ ), верстатних пристроїв ( $\varepsilon_{np}$ ) на точність виконуваних розмірів проявляється через коливання положення вимірювальних баз відповідних розмірів при обробленні партії заготовок наслідком чого буде відповідне розсіювання величини одержуваного розміру. Такий вплив може бути значним, адже в деяких випадках похибки, наприклад, базування можуть перевищувати величини допусків на розмір, що приведе до значного відсотка бракованих деталей. Тому розрахунок і оцінка зазначених похибок є одним із важливих завдань, що вирішуються на етапі проектування верстатних пристроїв.

Кількісними оцінками відповідних похибок, зокрема, похибок установки, а також і всіх її складових є величини полів розсіювання положень вимірювальних баз (ВБ) при обробленні партії заготовок, тобто  $\varepsilon_y = \omega_{ВБ}$ .

У зв'язку з чим задачі розрахунку похибок базування ( $\varepsilon_{\delta}$ ), закріплення ( $\varepsilon_{\varepsilon}$ ), верстатних пристроїв ( $\varepsilon_{np}$ ) будуть полягати у визначенні відповідних полів розсіювання положень вимірювальних баз при обробленні партії заготовок. Розрахунок полів розсіювання положень вимірювальних баз доцільно виконувати із використанням теорії розмірних ланцюгів [16].

Зазначимо також, що розрахунок похибок, наприклад, базування, закріплення може виконуватись на основі визначення проекції різниці граничних положень вимірювальної бази, на напрям виконуваного розміру іншими способами, основним недоліком яких є недостатня формалізація, що ускладнює розрахунки похибок у випадках, коли необхідно враховувати вплив не одного, а кількох факторів (розмірів).

Використання теорії розмірних ланцюгів для розрахунку похибок установки, базування заготовок та похибок верстатних пристроїв забезпечує єдину методологічну основу, відкриває можливості формалізації та алгоритмізації таких розрахунків. Це дозволяє реалізувати машинні методи розрахунків в системах автоматизованого проектування та моделювання технологічних процесів.

### **3.3. Розрахунок похибок базування**

В процесі установки заготовки виникають похибки базування і закріплення. Наявність розсіювання положення ВБ та його величина, як результат впливу похибки базування, буде залежати від схеми розмірних зв'язків, між поверхнею, лінією чи точкою, що займають сталі положення при обробленні всіх заготовок, та вимірювальною базою, відповідного розміру .

Схема розмірних зв'язків буде визначатись постановкою розмірів на деталі конструктором та схемою базування, заданою технологом.

Враховуючи це, задача розрахунку похибок базування та установки заготовок, а також похибок ВП може вирішуватись шляхом побудови і розрахунку відповідних розмірних ланцюгів (РЛ) у відповідності з наступною методологією [16]:

1. Похибка базування буде дорівнювати полю розсіювання розміру, що зв'язує вимірювальну базу виконуваного розміру з точкою, лінією чи поверхнею, яка займає сталі положення в системі координат верстата при

обробленні всіх заготовок із оброблюваної партії. Такий розмір завжди буде замикаючою ланкою відповідного розмірного ланцюга.

2. Точку, лінію чи поверхню, що займають стале положення будемо називати розрахунковою базою для визначення похибок установки, базування, та верстатного пристрою.

3. Розрахунковою базою може бути реальна або уявна (вісь симетрії) точка, лінія чи поверхня, що належить заготовці, пристрою чи верстату.

4. Точок, ліній чи поверхонь, що займають стале положення може бути декілька, але в якості розрахункової бази приймається та з них, за допомогою якої можна утворити найкоротший розмірний ланцюг. Фактично це означає, що пошук розрахункової бази слід починати із заготовки. Якщо вона не має такої точки, лінії чи поверхні тоді пошук продовжують на верстатному пристрої і в останню чергу можуть аналізуватись поверхні, лінії, що належать деталям верстата.

**5. Для схем базування у яких технологічна база оброблюваної заготовки займає стале положення в системі координат верстата (така ситуація зустрічається найчастіше) похибка базування буде дорівнювати полю розсіювання розміру, що зв'язує технологічну та вимірювальну бази.**

У той же час існують схеми базування заготовок, в яких технологічна база не займає сталого положення, наприклад – установка заготовок в призмі, на пальцях, в центрах та інші. У таких випадках в якості розрахункової бази необхідно використовувати точку, лінію чи поверхню, що належить верстатному пристрою чи верстату.

При розрахунку похибок базування розмірні ланцюги, що використовуються для цього, можуть бути двохланковими та багатоланковими.

***Послідовність дій при розрахунку похибок базування у відповідності з викладеною методикою буде такою:***

1. Представити операційний ескіз оброблення з теоретичною схемою базування заготовки.
2. Виявити та позначити технологічні і вимірювальні бази розмірів, що забезпечуються при виконанні даної операції.
3. Визначити чи займає відповідна технологічна база стале положення при обробленні партії заготовок, якщо так – прийняти її в якості розрахункової бази, якщо ні – продовжити пошук на елементах верстатного пристрою чи верстата.
4. Сформувати найкоротший розмірний ланцюг, замикаючою ланкою в якому є розмір  $X$ , що зв'язує розрахункову і вимірювальну бази.
5. З урахуванням видів складових ланок РЛ розрахувати похибку базування  $(\varepsilon_0) = \omega X$ .

Розрахунок поля розсіювання замикаючої ланки  $[\omega X]$  для РЛ із кількістю складових ланок менше 4-х виконати за формулою –

$$[\omega X] = \sum_{i=1}^{m-1} |\xi_i| \omega_i \quad (\text{метод max - min});$$

для РЛ із кількістю складових ланок - 4 і більше за формулою

$$[\omega X] = 1,2 \sqrt{\sum \xi_i^2 \omega_i^2} \quad (\text{ймовірнісний метод})$$

Покажемо на прикладах застосування представленої методики розрахунку похибок базування.

***Приклад 1.*** Фрезерується уступ (рис.3.7), необхідно забезпечити розміри  $A$  та  $H$ .



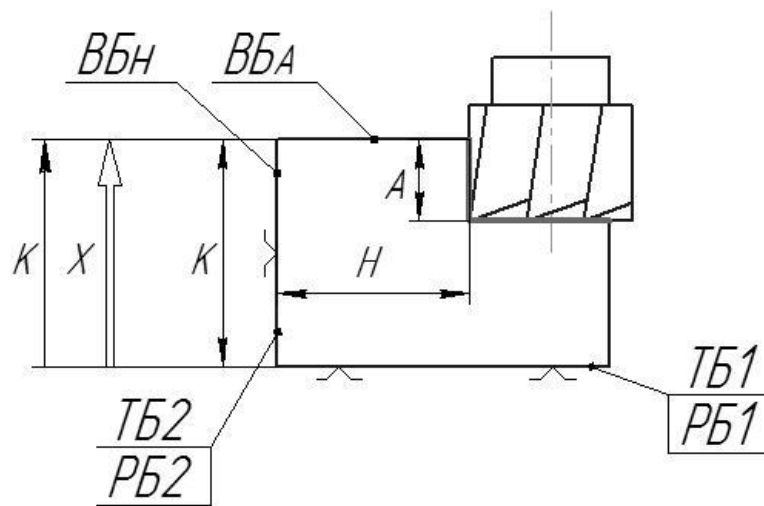


Рис.3.7. Схема оброблення деталі та розмірний ланцюг для розрахунку

$\epsilon_{6A}$

Технологічні бази - ТБ1 і ТБ2 (рис.3.7) при обробленні партії заготовок займають сталі положення і їх можна використати в якості розрахункових баз - РБ1, РБ2 для визначення  $\epsilon_{6A}$ ,  $\epsilon_{6H}$ .

Тоді похибка базування розміру  $A$  буде визначатись на основі двохланкового РЛ1 :  $[X] = K_i$ , а поле розсіювання розміру  $X$ , який зв'язує ТБ1 (розрахункова база) з ВБ<sub>i</sub> і буде визначати величину похибки базування.

Тобто  $\epsilon_{6A} = \omega X$ . Поле розсіювання замикаючої ланки двохланкового розмірного ланцюга, який включає складову ланку - розмір  $K$ , одержаний на попередній операції з величиною поля розсіювання –  $\omega K$ , буде дорівнювати:

$$[\omega X] = \omega K, \text{ тобто похибка базування розміру } A \text{ буде } \epsilon_{6A} = \omega X = \omega K.$$

Похибка базування для розміру  $H$  буде дорівнювати нулю ( $\epsilon_{6H} = 0$ ), якщо поверхня ТБ є ідеальною, оскільки має місце суміщення ВБ<sub>H</sub> і ТБ2, що можна розглядати як двохланковий розмірний ланцюг, замикаюча і складова ланки якого мають нульові номінали і допуски. В дійсності поверхня ТБ має просторові відхилення  $\rho_{ТБ}$ , які приведуть до розсіювання положення ВБ<sub>H</sub>, і які можна розглядати як коливання положення ВБ<sub>H</sub> в межах допуску форми поверхні, з урахуванням цього:

$$\varepsilon_{\delta N} = [\omega X]; \quad \omega X = k \cdot \rho_{\text{ТБ}}$$

$k$  – коефіцієнт, що враховує вплив виду ТБ та форми і розташування установчих елементів верстатного пристрою на величину поля розсіювання ВБ, величина якого може змінюватись в межах від 0 до 2. Згідно з рекомендаціями [4, 16] його можна приймати  $k = 0,8$ . На практиці, в багатьох випадках, приймають  $k = 0$ .

Для ілюстрації використання методики розрахунку похибок базування розглянемо ще декілька прикладів.

**Приклад 2** [16]. Послідовно, на окремих операціях, обробляються поверхні 2, 4, 5 та забезпечуються розміри  $B$ ,  $\Gamma$ ,  $N$  (рис.3.8). Необхідно розрахувати похибки базування:  $\varepsilon_{\delta B} - ?$   $\varepsilon_{\delta \Gamma} - ?$   $\varepsilon_{\delta N} - ?$

В запропонованій схемі оброблення технологічна база ТБЗ буде займати сталі положення при обробленні партії заготовок її і доцільно прийняти в якості розрахункової бази (РБ) для всіх одержуваних в одному координатному напрямку розмірів ( $B$ ,  $\Gamma$ ,  $N$ ).

Похибки базування  $\varepsilon_{\delta B}$ ,  $\varepsilon_{\delta \Gamma}$ ,  $\varepsilon_{\delta N}$  будуть дорівнювати величинам полів розсіювання розмірів  $X$ ,  $X1$ ,  $X2$ , які зв'язують РБ з відповідними вимірювальними базами.

Виходячи з того, що розміри  $X$ ,  $X1$ ,  $X2$  будуть замикаючими ланками, формуються відповідні ланцюги.

Для визначення  $\varepsilon_{\delta B}$  побудуємо РЛ1, замикаючою ланкою якого є розмір  $[X]$ , що з'єднує ТБ1 і ВБВ.

Із РЛ1-  $[X] = B + A$  маємо  $[\omega X] = \omega B + \omega A$ ; тобто похибка базування розміру  $B$  буде:  $\varepsilon_{\delta B} = \omega X = \omega B + \omega A$

Для визначення  $\varepsilon_{\delta \Gamma}$  побудуємо РЛ2 -  $[x1] = B + B + A$ .

Тоді  $[\omega x1] = \omega B + \omega B + \omega A$ ; тобто  $\varepsilon_{\delta \Gamma} = \omega x1 = \omega B + \omega B + \omega A$ ;

Аналогічно можна з РЛ3 -  $[X2] = -\Gamma + B + B + A$  визначити, що похибка базування  $\omega_{\delta N}$  буде:

$$\omega_{\delta N} = \omega \Gamma + \omega B + \omega B + \omega A.$$

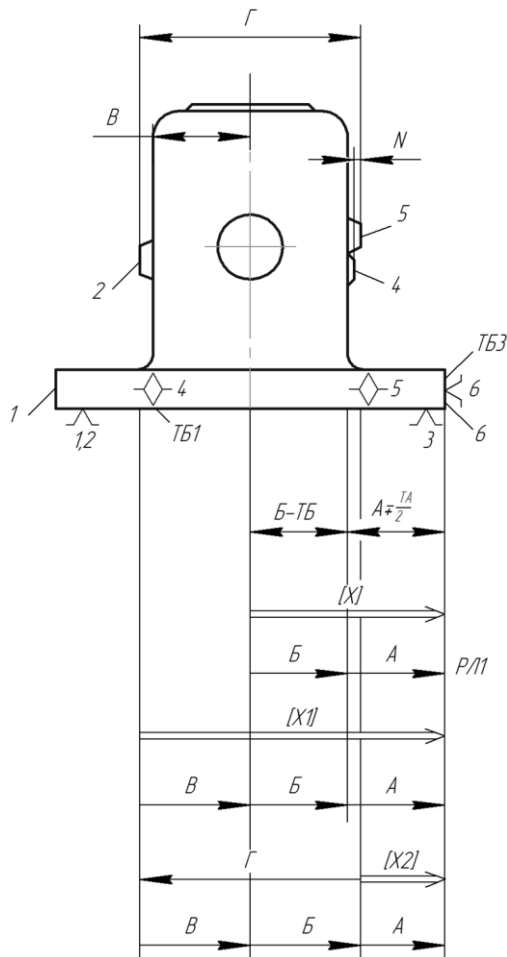


Рис.3.8. Схема оброблення корпусу та розмірні ланцюги для розрахунку  $\varepsilon_6$

**Приклад 3**[16]. Розрахуємо похибку базування для розміру  $A$  (рис.3.9) при фрезуванні лиски на втулці, що встановлена на пальці з зазором, який вибирається в одну сторону.

Обробка всіх заготовок виконується в одному ВП.

У цьому випадку є декілька ліній, що будуть займати сталі положення при обробленні партії заготовок.

Зокрема, це вісь пальця та твірна циліндричної поверхні пальця  $K$ . В якості розрахункової бази ( $PБ_A$ ) використаємо твірну  $K$  по якій буде здійснюватись контакт заготовки і пальця. Вибір такої РБ дає можливість сформувати найкоротший РЛ.

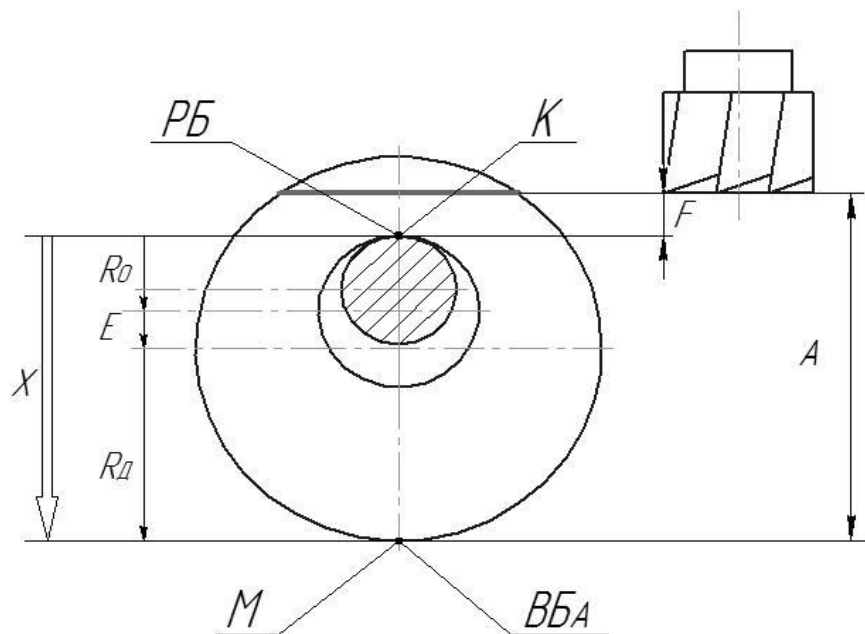


Рис.3.9.Схема установки заготовки та розмірний ланцюг для розрахунку  $\varepsilon_{6A}$

Розрахунковий розмірний ланцюг:  $[X] = R_0 + E + R_д$

Де  $R_0$  – величина радіуса отвору деталі;

$R_д$  – величина радіуса зовнішньої поверхні деталі;

$E = 0 \pm e$  – величина ексцентриситету (відхилення від співвісності внутрішньої і зовнішньої поверхонь заготовки).

Величина поля розсіювання замикаючої ланки  $X$  буде :

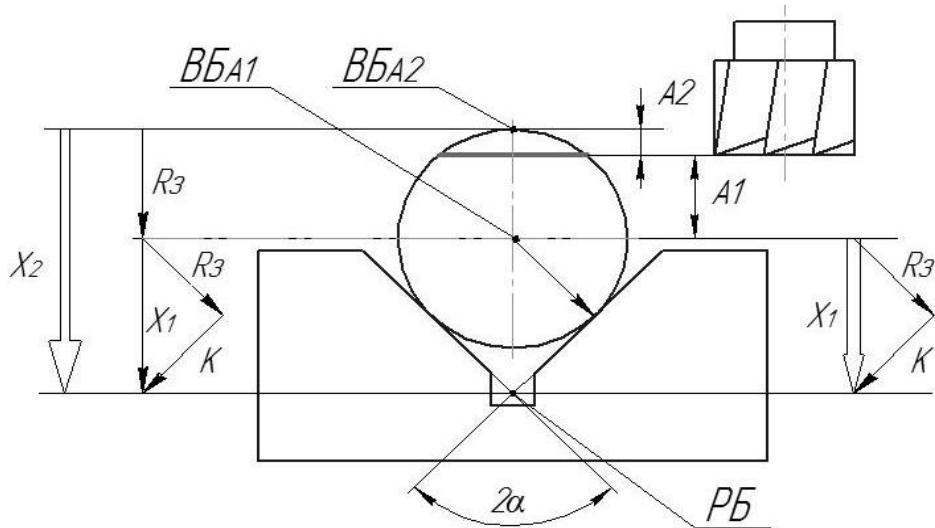
$$[\omega X] = \omega_{R_0} + \omega_E + \omega_{R_д};$$

Тоді похибка базування розміру  $A$  буде:  $\varepsilon_{6A} = \omega X$ ;

$$\text{або } \varepsilon_{6A} = \omega X = \omega_{R_0} + 2e + \omega_{R_д}$$

**Приклад 4** [16]. Розрахунок похибок установки (базування) при установленні заготовок в призмах та для різних варіантів конструкторських розмірів ( $A_i$ ), що визначають положення оброблюваної поверхні (фрезерування лиски). Схеми установки та рівняння розмірних ланцюгів приведені на рис.3.10; 3.11.

а)



б)

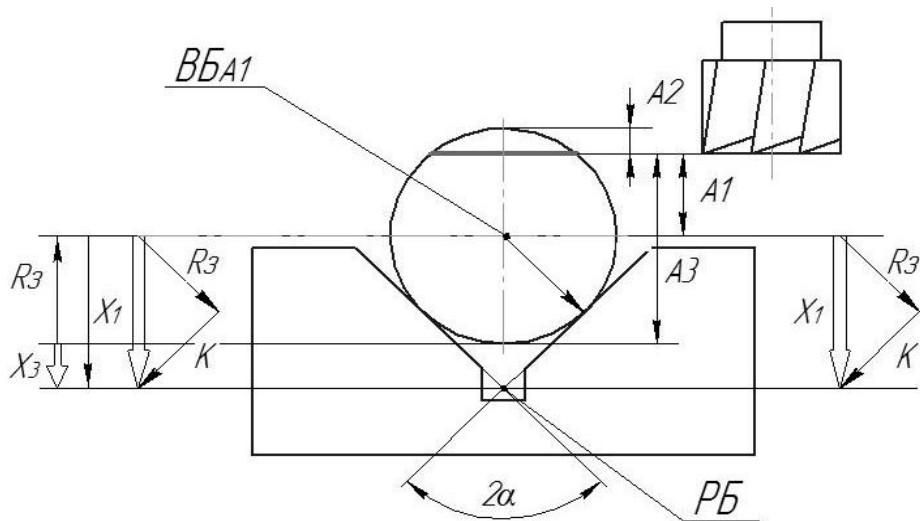


Рис.3.10. Схеми оброблення та РЛ для розрахунку похибок установки: а) для розмірів  $A1, A2$ ; б) для розмірів  $A3, A1$

Зауважимо, що при встановленні заготовок на призму, як показано на рис.3.10, буде мати місце розсіювання положення технологічної бази, яке буде характеризувати похибку ВП. Тоді, у цьому випадку, величини полів розсіювання вимірювальних баз відповідних розмірів будуть визначати похибки установки, що включатимуть по дві складові – похибки базування та верстатного пристрою. Рівняння розмірних ланцюгів (РЛ) для розрахунку похибок базування розмірів  $A1, A2, A3$  (рис.3.10) будуть мати вигляд:

$$[X_1] = R_3 / \sin \alpha ; \quad [X_2] = R_3 + X_1 = R_3(1+1/\sin \alpha );$$

$$[X_3] = -R_3 + X_1 = R_3 (-1+1/\sin \alpha );$$

де  $R_3$ - радіус поверхні заготовки.

Відповідні похибки базування, розраховані на основі приведених РЛ, шляхом заміни номіналів розмірів на величини їх полів розсіювання чи допусків будуть такими:

$$\varepsilon_{6A1} = \omega_{X1} ; \quad \varepsilon_{6A1} = \omega_{R3} / \sin \alpha ; \quad \varepsilon_{6A1} = TX_1 = TR_3 / \sin \alpha ;$$

$$\varepsilon_{6A2} = \omega_{X2} ; \quad \varepsilon_{6A2} = \omega_{R3} (1+1/\sin \alpha ); \quad \varepsilon_{6A2} = TX_2 = TR_3 (1+1/\sin \alpha );$$

$$\varepsilon_{6A3} = \omega_{X3} ; \quad \varepsilon_{6A2} = \omega_{R3} (-1+1/\sin \alpha ); \quad \varepsilon_{6A3} = TX_3 = TR_3 (-1+1/\sin \alpha );$$

При цьому, в усіх рівняннях  $\omega_{R3} = \omega_{D3} / 2$  або  $TR_3 = TD_3 / 2$

Виконаємо розрахунок похибок базування для варіантів установки заготовок в самоцентруючих призмах (рис. 3.11а) і на жорсткій призмі з прямим кутом (рис.3.11б) .

Рівняння розмірних ланцюгів для розрахунку похибок базування розмірів  $A1, A2, A3$  (рис.3.11а) будуть мати вигляд:  $[X_1] = 0 ; [X_2] = R_3 ; [X_3] = R_3 ;$

а відповідні похибки базування :

$$\varepsilon_{6A1} = 0 ;$$

$$\varepsilon_{6A2} = \omega_{X2} ; \quad \varepsilon_{6A2} = \omega_{X2} = \omega_{R3} ; \quad \varepsilon_{6A2} = TX_2 = TR_3 ;$$

$$\varepsilon_{6A3} = \omega_{X3} ; \quad \varepsilon_{6A3} = \omega_{X3} = \omega_{R3} ; \quad \varepsilon_{6A3} = TX_3 = TR_3 ;$$

Рівняння розмірних ланцюгів для розрахунку похибок базування розмірів  $A1, A2, A3$  (рис.3.11б) будуть мати вигляд:

$$[X_3] = 0 ; [X_1] = R_3 ; [X_2] = R_3 + R_3 ;$$

Похибки базування:  $\varepsilon_{6A3} = 0$

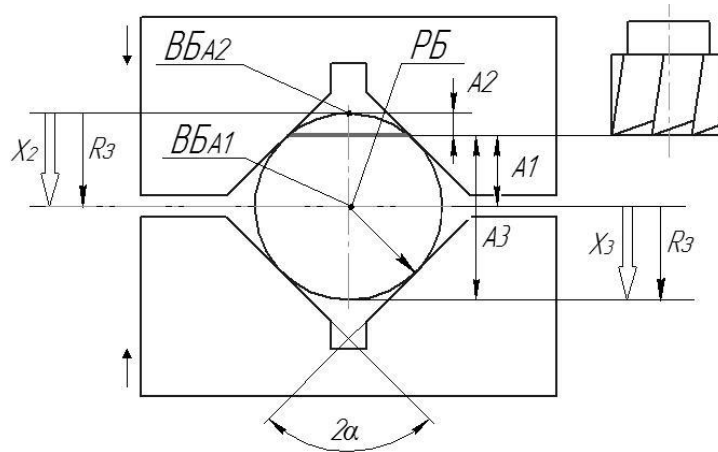
$$\varepsilon_{6A1} = \omega_{X1} ; \varepsilon_{6A1} = \omega_{X1} = \omega_{R3} ; \quad \varepsilon_{6A1} = TX_1 = TR_3 ;$$

$$\varepsilon_{6A2} = \omega_{X2} ; \varepsilon_{6A2} = \omega_{X2} = \omega_{R3} + \omega_{R3} = 2 \omega_{R3} ; \quad \varepsilon_{6A2} = TX_2 = TR_3 + TR_3 = 2TR_3 ;$$

Таким чином, величина похибки базування ( $\varepsilon_{\delta}$ ) не є абстрактною, а відноситься до конкретного розміру, що виконується при даній схемі

установки і залежить від схеми базування та способу представлення конструкторських розмірів на деталі.

а)



б)

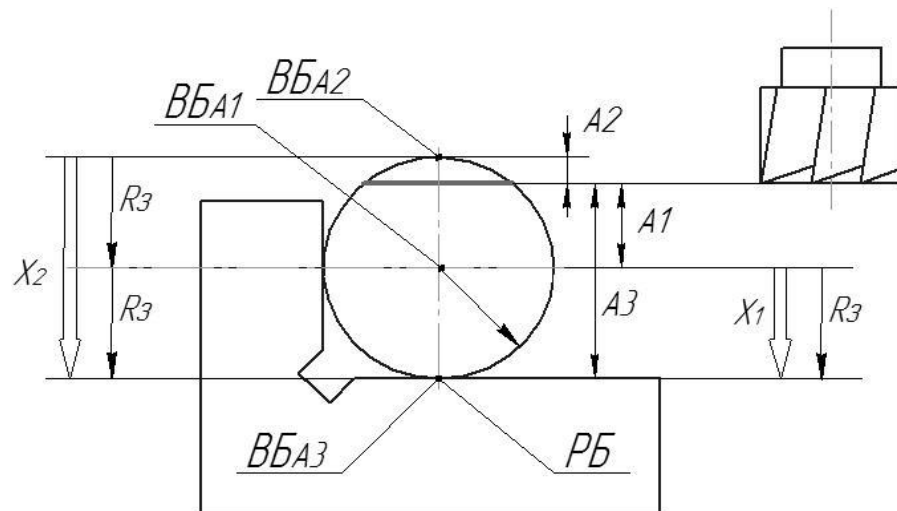


Рис.3. 11. Схеми оброблення та РЛ для розрахунку похибок базування при установці заготовок: а) в самоцентруючих призмах; б) на призму з прямим кутом

Запропонований метод є універсальним для розрахунку похибок базування, похибок верстатних пристроїв, їх сукупної величини, для схем базування заготовок, як із сталим, так і зі змінним положенням технологічної бази при обробленні партії заготовок. Він дозволяє формалізувати процедуру розрахунку та врахувати імовірнісний характер розмірних зв'язків при розрахунках величин похибок  $\varepsilon_{\delta}$ ,  $\varepsilon_{ПР}$ ,  $\varepsilon_{УСТ}$ .

### Похибка базування дорівнює нулю:

- при суміщенні вимірювальної бази виконуваного розміру з технологічною базою;
- для розмірів, що формуються інструментом, набором інструментів, за програмою на верстаті з ЧПУ, копіром чи верстатним пристроєм, наприклад, міжосьовий розмір, одержаний обробленням 2-х отворів в кондукторі.

Розрахунок похибок базування для різних схем установки заготовок можна також виконувати, представляючи їх відстанню між граничними положеннями проекцій вимірювальної бази на напрямок розміру, що виконується. Представимо декілька прикладів розрахунку похибок базування із використанням такого підходу.

Розглянемо похибки базування для різних варіантів простановки виконуваного розміру  $H$  при фрезеруванні лиски в циліндричній деталі, що встановлена на площині (рис.3.12а) [33].

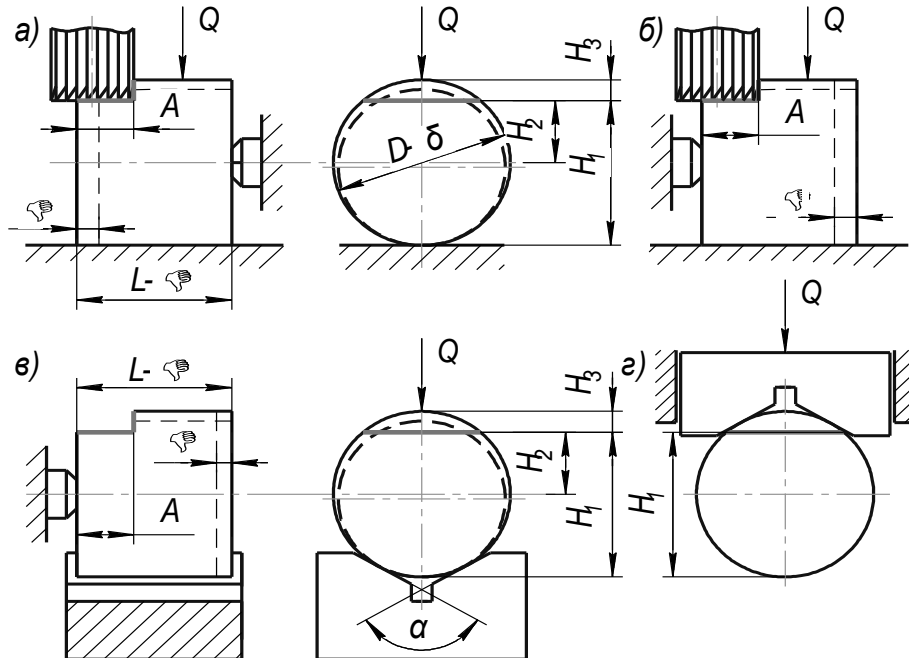


Рис.3.12. Розрахунок похибки базування при фрезеруванні лиски в циліндричній деталі



Необхідно визначити величини  $\varepsilon_{\bar{\sigma}_A}$ ,  $\varepsilon_{\bar{\sigma}_{H1}}$ ,  $\varepsilon_{\bar{\sigma}_{H2}}$ ,  $\varepsilon_{\bar{\sigma}_{H3}}$ , вибрати раціональний варіант постановки розміру  $H$ , що забезпечить мінімальну похибку базування; визначити недоліки схеми базування і дати обґрунтовані рекомендації щодо її покращення.

При прийнятих спрощеннях  $\varepsilon_{\bar{\sigma}}$  визначається схемою базування і допусками на розміри заготовки. Граничні положення вимірювальних баз, несуміщених з технологічними, відмічені на рисунках суцільною лінією при максимальних розмірах заготовки і пунктирною при мінімальних розмірах.

Похибка базування для розміру  $A$  (рис.3.12а) дорівнює різниці граничних відстаней вимірювальної бази 1 до встановленого на розмір інструменту, тобто  $\varepsilon_{\bar{\sigma}_A} = \Delta$ , де  $\Delta$  - допуск на розмір заготовки  $L$ . Аналогічно визначаються величини  $\varepsilon_{\bar{\sigma}}$  для розмірів  $H$ :

$$\varepsilon_{\bar{\sigma}_{H1}} = 0; \quad \varepsilon_{\bar{\sigma}_{H2}} = \delta/2; \quad \varepsilon_{\bar{\sigma}_{H3}} = \delta .$$

Таким чином, розмір  $H_1$  – кращий варіант постановки розмірів  $H$  при заданій схемі базування. Варто відзначити, що технологічна опорна база 2 (рис.3.12а) вибрана нераціонально. В якості опорної бази варто прийняти поверхню 1, що дозволить сумістити вимірювальну і технологічну бази і отримати  $\varepsilon_{\bar{\sigma}_A} = 0$  (рис.3.12 б). Однак цю схему не можна признати задовільною. Заготовка позбавлена тільки трьох ступенів вільності і може повертатися навколо вертикальної осі відносно опори, що не дозволить виконати розмір  $A$ . Схема базування на виконуваній операції істотно покращиться, якщо встановити заготовку в призму, як показано на рис.3.12в, але в цьому випадку, як показує попередній аналіз, похибка базування для всіх розмірів  $H$  не дорівнює нулю  $\varepsilon_{\bar{\sigma}_{H3}} > \varepsilon_{\bar{\sigma}_{H2}} > \varepsilon_{\bar{\sigma}_{H1}} > 0$ . Після елементарних геометричних розрахунків можна визначити

$$\varepsilon_{\delta_{H1}} = \frac{\delta}{2} \left( \frac{1}{\sin \frac{\alpha}{2}} - 1 \right); \quad \varepsilon_{\delta_{H2}} = \frac{\delta}{2 \sin \frac{\alpha}{2}}; \quad \varepsilon_{\delta_{H3}} = \frac{\delta}{2} \left( \frac{1}{\sin \frac{\alpha}{2}} + 1 \right).$$

Зважаючи на величину похибки базування, цю схему також не можна визнати раціональною. Тому продовжимо пошук прийняттого варіанту установки заготовки на даній операції. Якщо об'єднати переваги розглянутих варіантів (рис.3.12б і рис.3.12в), то отримаємо схему, що показана на рис.3.12г. Призма використана в якості установчо-затискного елемента, це дозволяє позбавити заготовку п'яти ступенів вільності. Похибка базування для виконуваних розмірів  $A$  і  $H_1$  дорівнює нулю. Можна вважати, що знайдений один із задовільних варіантів установки заготовки для даного прикладу. Якщо продовжити пошук, то будуть знайдені інші більш прості варіанти. Це підкреслює творчий характер вирішення пропонованих задач.

### 3.4.Визначення похибок закріплення і верстатного пристрою

**Похибка закріплення  $\varepsilon_3$**  визначається величиною поля розсіювання положень вимірювальної бази на напрям виконуваного розміру при обробленні партії заготовок.

Причинами нерівномірного зміщення вимірювальної бази є коливання величини сили затиску, неоднорідності шорсткості та хвилястості базових поверхонь в партії заготовок, а в підсумку - нерівномірність контактних деформацій в місцях контакту заготовки та установчих елементів пристроїв.

Зміщення вимірювальної бази внаслідок контактних деформацій з урахуванням різних умов установки заготовок можуть бути прийняті або розраховані з використанням залежностей та даних приведених у [1,3; 17,18,19].

Похибка закріплення  $\varepsilon_3$  в основному є наслідком коливання сили затиску  $Q$ . У зв'язку з чим, при використанні механізованих і

автоматизованих приводів затискних механізмів, що забезпечують сталу силу затиску ( $Q = \text{const}$ ), похибку закріплення можна приймати рівною нулю ( $\varepsilon_z = 0$ ). При використанні ручних приводів величина  $\varepsilon_z$  може досягати більших значень, оскільки сила  $Q$  непостійна. Тому для виконання точних розмірів в умовах будь-якого типу виробництва використання пристроїв з ручним приводом небажане. Розрахунок величини  $\varepsilon_z$  є доцільним у випадку використання ручного приводу.

**Похибка закріплення може прийматись рівною нулю якщо:**

- *сила затиску заготовки має стале значення ( $Q = \text{const}$ ), наприклад при використанні механізованих приводів;*
- *сила затиску заготовки діє перпендикулярно до напрямку одержуваного розміру;*
- *зміщення вимірювальної бази для партії заготовок є постійною величиною, хоча і відмінною від нуля, та його можна компенсувати налагодженням інструменту.*

**Похибка ВП**, визначається величиною поля розсіювання положень *технологічної* (вимірювальної) бази на напрям виконуваного розміру при обробленні партії заготовок. Причинами її виникнення є: вади, притаманні конструкції пристрою, неточність виготовлення та спрацювання установчих елементів пристроїв, а також похибки встановлення пристрою на верстаті.

Таким чином, на етапі проектування ВП при вирішенні задачі практичної реалізації теоретичної схеми базування необхідно:

- Знайти похибки установки заготовки на основі розрахунку їх складових (похибки базування, закріплення, пристрою) для розмірів, що виконуються при обробленні у верстатному пристрої.
- Виконати критичний аналіз одержаних результатів, схеми базування і постановки розмірів, а при необхідності, запропонувати раціональні варіанти представлення розмірів і схеми базування.

Маючи схему базування і дані про якість баз заготовки, що оброблюється, визначають тип і розміри установчих елементів, їх кількість та взаємне розташування.

У відповідності із загальними вимогами, що висуваються до установчих елементів, їх число і розташування повинні забезпечити надійне базування заготовки, стійкість і жорсткість її закріплення. Робочі поверхні установчих елементів необхідно виконувати зносостійкими, невеликих розмірів, вони не повинні псувати оброблені поверхні (бази) заготовки.

### **3.5. Послідовність проектного розрахунку точності верстатного пристрою**

При проектуванні пристроїв виконання розрахунків точності спрямоване: 1) на визначення розмірних параметрів елементів ВП (розмірів, допусків), які забезпечать необхідну точність одержуваних при обробленні у пристрої розмірів; 2) на оцінку точності розмірів, яку забезпечить розроблена конструкція ВП та, при необхідності, знаходження шляхів її вдосконалення.

Вирішення таких завдань передбачає наступну послідовність дій:

1) виявлення розмірних зв'язків процесу формування точності одержуваних розмірів – побудова конструкторських і операційних розмірних ланцюгів та ланцюгів верстатного пристрою;

2) аналіз розмірних зв'язків з метою виявлення чинників та елементів пристрою, що впливають на точність одержуваних розмірів;

3) розрахунок відповідних розмірних ланцюгів та визначення розмірних параметрів (розмірів, допусків) елементів ВП, у тому числі розподілення загального допуску на виготовлення пристрою між окремими його елементами з урахуванням складності їх виготовлення;

4) призначення гарантованих запасів та меж спрацювання елементів ВП, при необхідності.

При аналізі та пошуках шляхів забезпечення необхідної точності розмірів слід мати на увазі, що чим більше ланок (розмірів елементів пристрою) входить у відповідний розмірний ланцюг тим складніше забезпечити необхідну точність оброблення в пристрої і тим вищу точність повинні будуть мати елементи ВП. Для скорочення розмірних ланцюгів та вирішення задачі забезпечення необхідної точності в практиці інструментальних цехів кінцеву обробку важливих елементів пристроїв виконують після його складання, що відображається як оброблення «в зборі». Наприклад, при виготовленні кондуктора отвори для встановлення кондукторних втулок по такому варіанту обробляють після встановлення відповідних установчих елементів, безпосередньо одержуючи таким чином розміри між поверхнею елементів і віссю отвору, виключаючи при цьому вплив ще декількох розмірів.

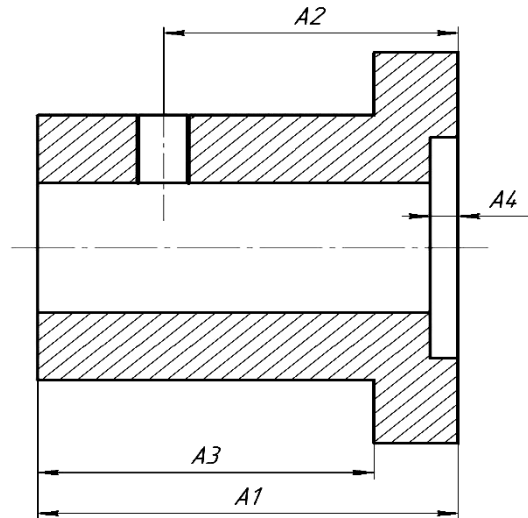
**Приклад.** Необхідно виконати проектний розрахунок кондуктора для оброблення отвору  $D(H12)$  у деталі «Втулка», рис.3.13 та визначити розмірні параметри (допуски розмірів) елементів пристрою рис.3.14, оцінити можливість забезпечення необхідної точності конструкторського розміру  $A2$ .

На свердлильну операцію заготовка попадає після виконання чистової токарної обробки поверхонь. Всі поздовжні конструкторські розміри, крім розміру  $A2$  виконані остаточно по 10 квалітету точності.

Для оброблення отвору використовується схема установки на площину торця (установча ТБ) і на короткий палець (подвійна опорна ТБ), при цьому конструкція пальця повинна передбачати коротку центруючу поверхню (на схемі рис.3.14 не показана).

У зв'язку з тим, що відстань між торцем кондукторної втулки і поверхнею заготовки не повинна перевищувати:  $(0,3 \div 0,5) d$  свердла (для чавуну і бронзи) та  $(0,5 \div 1) d_{cv}$  (для сталі і латуні) для базування в якості опорної ТБ можна використати тільки торець втулки меншого діаметру.

Використання торця фланця привело б до суттєвого збільшення відстані між кондукторною втулкою і заготовкою, та в результаті – до зниження точності одержуваного розміру через зміщення осі оброблюваного отвору внаслідок перекосу свердла у кондукторній втулці.



$A1=70$  мм;  $TA1=0,12$  мм;  $A2=45$  мм;  $TA2=0,4$  мм (IT13);  
 $TA2=0,25$  мм (IT12);  $D=6$  мм;  $TD=0,12$  мм

Рис.3.13. Ескіз деталі «Втулка»

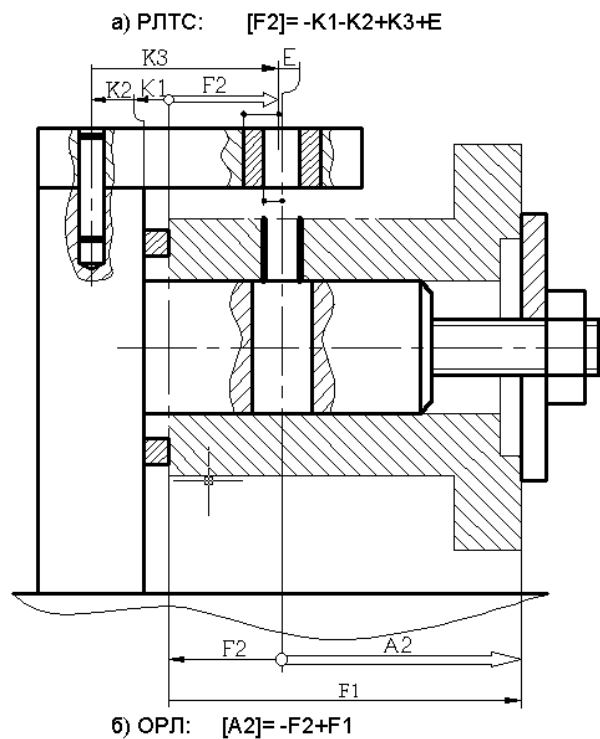
Таким чином, при обробленні отвору в кондукторі (рис.3.14 ) буде забезпечуватись технологічний розмір  $F2$ , який не співпадатиме з конструкторським розміром  $A2$ . Отже, конструкторський розмір  $A2$  буде замикаючою ланкою операційного розмірного ланцюга  $[A2] = -F2 + F1$ , а його точність (величина поля розсіювання) буде залежати від точності двох технологічних розмірів:  $F1$  (одержаного на токарній операції) та  $F2$  - на свердлильній операції.

Отже,  $[\omega A2] = \omega F2 + \omega F1$ .

З урахуванням того, що фактичні величини полів розсіювання конструкторських розмірів, одержані при обробленні, повинні бути меншими або рівними допускам приймаємо  $\omega A2 \leq TA2 = 0,4$  мм;  $\omega F1 \leq TA1 = 0,12$  мм.

Тоді, на основі приведеного вище рівняння, знайдемо допустиму величину поля розсіювання технологічного розміру  $\omega F2$ , яка зможе забезпечити необхідну точність КР  $A2$ :

$$\omega F2 = \omega A2 - \omega F1 = 0,4 - 0,12 = 0,28 \text{ мм}$$



$$[X] = -A3 + A1$$

Рис.3.14. Конструктивна схема кондуктора та схеми і рівняння розмірних ланцюгів при обробленні втулки: а) РЛТС – розмірний ланцюг технологічної системи; б) ОРЛ – операційний розмірний ланцюг

З іншого боку – точність розміру  $F2$  буде визначатись розмірним ланцюгом технологічної системи, у якому розмір  $F2$  буде замикаючою ланкою, а розміри елементів пристрою  $K1$ ,  $K2$ ,  $K3$ , відхилення від співвісності осі отвору втулки відносно осі зовнішньої поверхні ( $E_0$ ) та величина зміщення осі свердла відносно номінального положення внаслідок перекосу свердла в кондукторній втулці ( $Z_{M0}$ ) – складовими ланками ланцюга

(рис. 3.14). При цьому, дві останні складові ланки будуть мати нульові номінали і рівні симетричні відхилення  $E_0=0\pm E$ ;  $\omega E_0 = 2E$ ;  $3_{m0}=0\pm 3m$ ;  $\omega 3_{m0} = 2 \cdot 3m$

$$[F2] = -K1 - K2 + K3 + E_0 + 3_{m0}$$

Тоді допустима величина поля розсіювання одержуваного технологічного розміру повинна бути:

$$[\omega F2] = \omega K1 + \omega K2 + \omega K3 + 2 \cdot E + 2 \cdot 3m \leq 0,28 \text{ мм}$$

або через значення допусків

$$[TF2] = TK1 + TK2 + TK3 + 2E + 2 \cdot 3m \leq 0,28 \text{ мм}$$

Для гарантованого забезпечення необхідної точності розміру  $F2$  допустиму його величину доцільно взяти з урахуванням коефіцієнту запасу точності  $\Psi_{F2} = 1,2$ , тобто зменшену в 1,2 рази або на 20%:  $[TF2] = (0,28 \text{ мм} / 1,2) = 0,23 \text{ мм}$ . Тоді рівняння допусків розмірного ланцюга буде таким:  $0,23 = TK1 + TK2 + TK3 + 2E + 2 \cdot 3m$

На підставі приведенного розмірного ланцюга, та з урахуванням можливих ексцентриситету і зміщення, необхідно призначити допуски розмірів  $K1$ ,  $K2$ ,  $K3$  елементів кондуктора. Спочатку доцільно визначитись із величинами ексцентриситету та зміщення осі.

При тонкому розточуванні чи шліфуванні отвору в кондукторній втулці величина ексцентриситету може бути забезпечена в межах  $E = 0,007 - 0,01 \text{ мм}$ .

Зміщення осі отвору виникатиме внаслідок перекосу свердла у кондукторній втулці при свердлінні. Можливе зміщення осі буде симетричним відносно номінального положення, а його величина, точніше величина поля розсіювання положення осі отвору, буде визначатись за наступною формулою [19]:

$$\omega_{3_{m0}} = S_{\max} \cdot \frac{H + 2a}{H}$$



Де  $S_{max}$  – максимальний допустимий зазор між свердлом і кондукторною втулкою, що розраховується як сума гарантованого зазору  $S$  та допуску на зношення кондукторної втулки  $T_{zn}$ : ( $S_{max} = S + T_{zn}$ );

$H$ - висота кондукторної втулки;

$a$ - відстань від торця кондукторної втулки до оброблюваної поверхні.

Задамо відповідні конструктивні параметри та розрахуємо величину поля розсіювання положення осі отвору для даного прикладу. Визначаємо  $S_{max}$ . З урахуванням того, що посадка свердло-отвір кондукторної втулки буде  $\frac{F8}{h8}$  то свердло буде мати діаметр  $d = 6_{-0,18}$ , а отвір кондукторної втулки -

$D = 6_{+0,01}^{+0,028}$ . Допуск на знос втулки приймаємо [3,табл.5.19]  $T_{zn}=0,015$ мм., тоді  $S = D_{max} - d_{min} = 6,028 - 5,982 = 0,046$  мм., а відповідно максимальний допустимий зазор буде  $S_{max} = S + T_{zn} = 0,046 + 0,015 = 0,061$ мм.

Висоту кондукторної втулки, з урахуванням, що  $d = 6$  мм. Приймаємо [3,табл.5.16]  $H=30$  мм., відстань  $a=0,8d= 5$  мм.

$$\omega_{3M_0} = S_{max} \cdot \frac{H + 2a}{H} = 0,061 \cdot \frac{30 + 2 \cdot 5}{30} = 0,08 \text{ мм.}$$

На основі визначених параметрів розраховуємо можливу величину поля розсіювання зміщення осі оброблюваного отвору: тобто  $3M_0 = 0 \pm 0,04$ мм.

З урахуванням отриманих значень ексцентриситету та зміщення осі оброблюваного отвору відносно осі втулки, внаслідок перекосу свердла фактична величина допуску  $TF2$ , яка може бути розподілена між допусками розмірів  $K1, K2, K3$  становитиме:

$$TF2_{факт} = 0,23 - 2E - 23M = 0,23 - 2 \cdot 0,01 - 2 \cdot 0,04 = 0,13 \text{ мм.}$$

Залишкову величину допуску доцільно розподілити між розмірами з урахуванням особливостей їх отримання та забезпечення точності в умовах інструментального цеху.

Розмір  $K1$  може бути забезпечений шліфуванням установчих елементів пристрою по 6 – 7 квалітету, тобто з допуском  $0,01 \div 0,015$  мм.

Розміри  $K_2$  і  $K_3$  можуть бути отримані при обробленні на координатно-розточувальному верстаті з допуском  $0,02 \div 0,03$  мм.

У випадку призначення таких допусків на розміри елементів верстатного пристрою  $TK_1 = 0,015$  мм;  $TK_2 = 0,03$  мм;  $TK_3 = 0,03$  мм фактична величина допуску (поля розсіювання), одержуваного у пристрої розміру  $F_2$ , становитиме:

$$[\omega F_2] = 0,015 + 0,03 + 0,03 + 2 \cdot 0,01 + 2 \cdot 0,04 = 0,075 + 0,02 + 0,08 = 0,175 \text{ мм} \approx 0,18 \text{ мм}$$

Тобто можливий запас допуску на похибку закріплення з урахуванням гарантованого зазору і зношення втулки, становитиме:

$$TF_2 - \omega F_2 = 0,23 - 0,18 = 0,05 \text{ мм}$$

Такого запасу допуску буде цілком достатньо для забезпечення необхідної точності технологічного розміру  $F_2$  (з полем розсіювання в межах  $0,23$  мм.), а відповідно і заданої точності конструкторського розміру  $A_2$  з допуском  $0,4$  мм.

$$[\omega A_2] = \omega F_2 + \omega F_1 = 0,23 + 0,12 = 0,35 \leq 0,4 \text{ мм.}$$

Розглянемо другий варіант, коли необхідно забезпечити вищу точність розташування оброблюваного отвору, що задається розміром  $A_2$  з допуском  $TA_2 = 0,25$  мм (IT12). Для вирішення проблеми призначення допусків розмірів елементів верстатного пристрою повторимо розрахунки виконані у першому варіанті.

З урахуванням того, що фактична величина поля розсіювання  $\omega F_1 \leq TA_1 = 0,12$  мм. знайдемо допустиму величину поля розсіювання технологічного розміру  $\omega F_2$ , яка може забезпечити необхідну точність КР  $A_2$ :

$$\omega F_2 = \omega A_2 - \omega F_1 = 0,25 - 0,12 = 0,13 \text{ мм}$$

У додатку Д наведені конструкції кондукторів для свердлення отворів.

### 3.6. Питання для самоперевірки за розділом 3.

1. Назвіть вихідні дані, необхідні для проектування ВП конструктору

2. Які задачі конструктор повинний вирішити при проектуванні ВП?
3. Назвіть послідовність проектування ВП.
4. Яким вимогам повинна задовольняти конструкція розроблюваного ВП?
5. Які додаткові вимоги до ВП?
6. Що треба зробити при вирішенні завдань по базуванню?
7. Назвіть складові похибки установки заготовки в ВП.
8. Назвіть кількісну оцінку похибки установки.
9. Наведіть послідовність дій при розрахунку похибок базування.
10. Що таке похибка базування?
11. Що таке вимірювальна база?
12. Що таке розрахункова база?
13. Що таке технологічна база?
14. В яких випадках похибка базування дорівнює нулю?
15. Наведіть визначення похибки закріплення.
16. В яких випадках похибка закріплення може прийматись рівною нулю?
17. Що таке похибка верстатного пристрою?
18. Назвіть причини похибки верстатного пристрою.
19. Наведіть послідовність проектного розрахунку точності пристрою

## 4. ЗАГАЛЬНІ ПРИНЦИПИ РОЗРАХУНКУ ЗАТИСКНИХ СИЛ І ВИЗНАЧЕННЯ РОЗРАХУНКОВИХ ФАКТОРІВ

### 4.1. Розрахунок сил закріплення заготовок у верстатних пристроях

Однією з найбільш важливих задач при проектування ВП є визначення необхідної сили затиску заготовки, що повинна забезпечити незмінне положення заготовки на протязі всього процесу оброблення та забезпечити її цілісність, тобто запобігти зминанню чи деформації заготовки після роз тискання силового механізму. Схематично вплив величини сили затиску на процес оброблення заготовки представлено на рис. 4.1. Зважаючи на конструктивні особливості виконання ВП та умови його експлуатації, у деяких випадках, наприклад, прои токарній обробці, важливим є визначення не тільки статичного впливу навантажень на систему, за яким розрахується необхідна сила затиску заготовки згідно загальноприйнятих машинобудівних норм, а розрахунок в динаміці, тобто врахування як статичної так і динамічної складової, що діє на систему пристрій -заготовка.

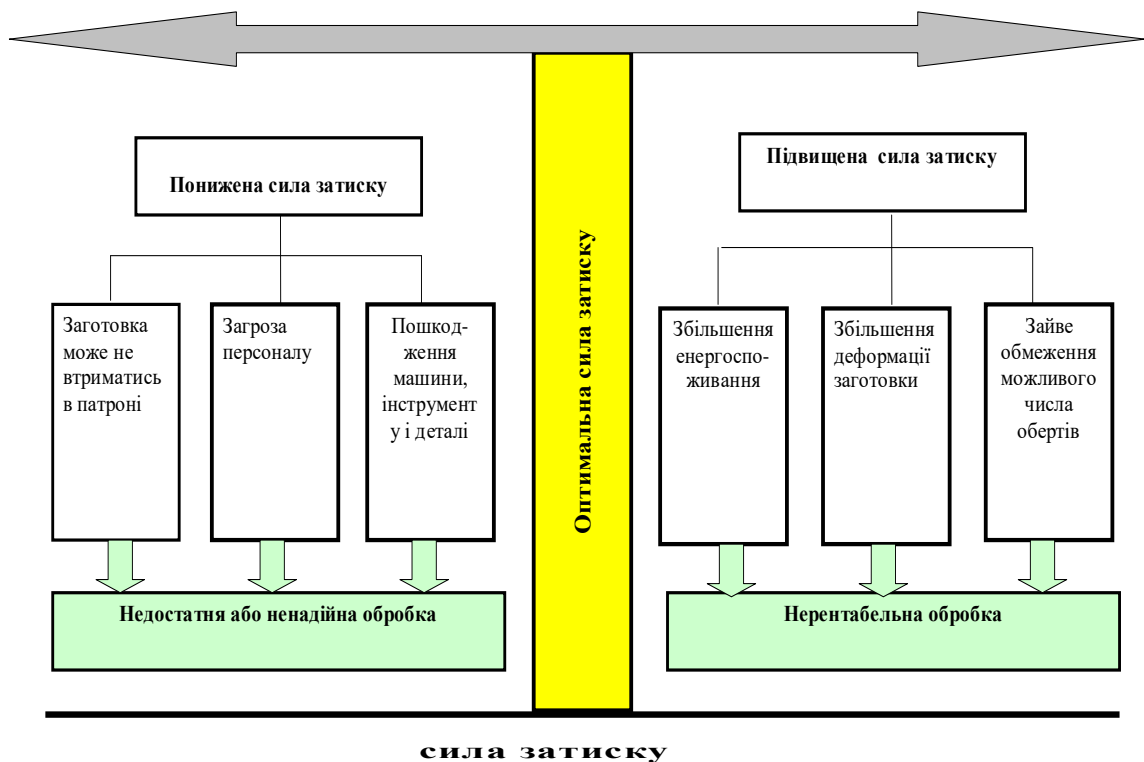


Рис. 4.1. Схема впливу величини сили затиску заготовки на процес її оброблення

При проектуванні більшості ВП розрахунок сил затиску з прийнятною для практики точністю може бути зведений до вирішення задач статички, які передбачають розгляд рівноваги заготовки під дією сил різання, затиску та ін.

У процесі оброблення на заготовку діють сили різання, затиску, тертя, тяжіння, другорядні та інші. Сили різання можуть змінювати свою величину і напрям. Під дією прикладених сил, моментів сил заготовка повинна знаходитися в стані рівноваги. Величина сил затиску та їх напрямок може бути визначений відомими правилами теоретичної механіки. Для спрощення розрахунків можна використовувати схеми сил, в яких враховуються тільки сили і моменти, які намагаються перемістити заготовку або утримати її від переміщення. Перед складанням схем дії сил потрібно визначити сили, які діють на заготовку і місця їх прикладання для того, щоб вибрати найбільш вигідний варіант їх дії. Визначивши силу закріплення, потрібно перевірити, чи не отримує заготовка деформацій, які перевищують допустимі. У такому випадку необхідно переглянути розрахункову схему. Затискні механізми проектують, маючи дані про вид заготовки, її граничні розміри і допустимі відхилення розмірів, матеріал, прийнятий технологічний процес оброблення і сили різання, що діють при цьому; точність оброблення; особливості компонування і конструкції верстата.

Сили затиску заготовки у пристрої або різального інструменту в шпинделі верстата повинні забезпечувати достатню жорсткість контакту спряжених поверхонь, попередження їх зсуву від діючих сил у процесі оброблення, виникнення вібрацій і неприпустимих деформацій елементів системи. Сила затиску повинна створювати попередній натяг системи, що перевищує дії інших сил (різання, інерції), але перебувати в певних рамках. Вона не може бути меншою від величини, що забезпечує продуктивність і

точність оброблення деталі, та не може бути досить великою і викликати неприпустимі деформації оброблюваних заготовок і елементів верстата. Необхідні сили затиску можна визначити аналітично для порівняно простих конфігурацій товстостінних деталей. Для тонкостінних і жорстких деталей складної конфігурації аналітичне визначення необхідних сил затиску практично неможливе. Для таких деталей сили затиску часто приймають за аналогією з силами, що діють в затискних механізмах, перевірених в експлуатації, в розроблюваній конструкції верстатного пристрою забезпечується можливість регулювання сили затиску в значних межах. При виготовленні відповідальних затискних механізмів іноді проводять спеціальні експерименти для визначення сил затиску і вибору місця розміщення основних опор.

Для перевірки можливості отримання необхідної точності оброблення заготовки виконують додаткові розрахунки питомих тисків у стиках, деформації деталі та передавально – підсилюючих ланок.

#### **4.2. Вибір напрямку і місця прикладення сили затиску**

Правила вибору напрямку і місця прикладення сили затиску:

1. Сила затиску не повинна перекидати чи зсувати заготовку, необхідно щоб вона проектувалась в центр установчого елемента або в багатокутник, утворений лініями, що з'єднують установчі елементи.

2. Сила затиску з реакціями опор не повинна створювати згинаючих моментів для запобігання деформації заготовки і виникнення похибки закріплення.

3. Точка прикладання сили затиску повинна бути розміщена якнайближче до місця оброблення, особливо для нежорстких заготовок.

4. Сила затиску  $Q$  повинна бути спрямована перпендикулярно до установочних елементів пристрою для забезпечення надійного контакту базової поверхні деталі з опорою ВП.

5. Якщо базових поверхонь деталі кілька, сила затиску повинна направлятися на установчий елемент із максимальною площею контакту з поверхнею заготовки.

6. Бажано, щоб сила затиску  $Q$  збігалася із силою ваги деталі за напрямком. Це дозволить понизити силу затиску  $Q$ .

7. Бажано, щоб сили затиску  $Q$  і сила різання  $P$  співпадали за напрямком.

Вибір раціональної схеми пристрою забезпечується (рис. 4.5):

На практиці вимоги 1-4 не завжди можна виконати, але треба для кожного випадку вибирати оптимальний варіант.

Вибору раціональної схеми закріплення у ВП сприяє застосування упорів. Можливі три випадки використання упорів для зменшення сил затиску.

1. У процесі оброблення діють великі сили зсуву.

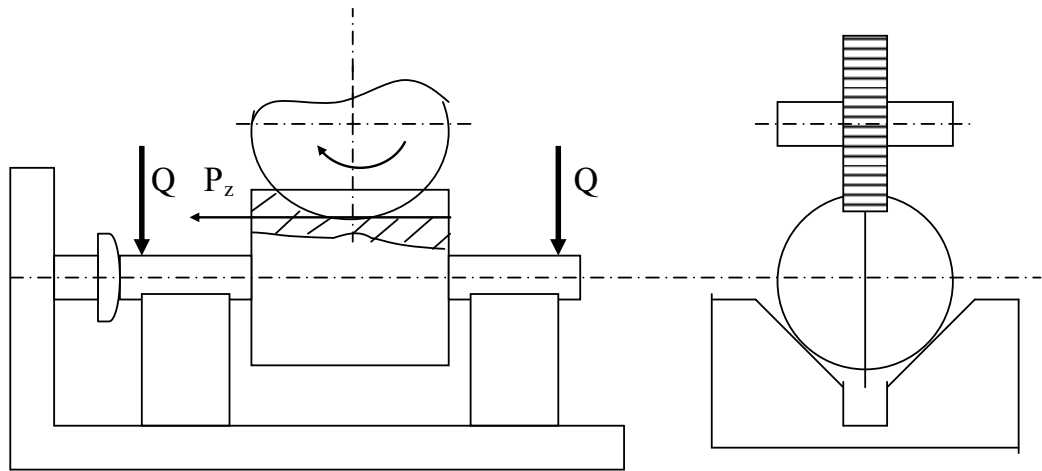


Рис.4.2. Приклад використання упору для зменшення необхідної сили затиску при фрезеруванні пазу

2. При обробленні без упору заготовка не має поверхні, здатної сприйняти силу затиску  $Q$ , направлену паралельно поверхні установчих елементів.

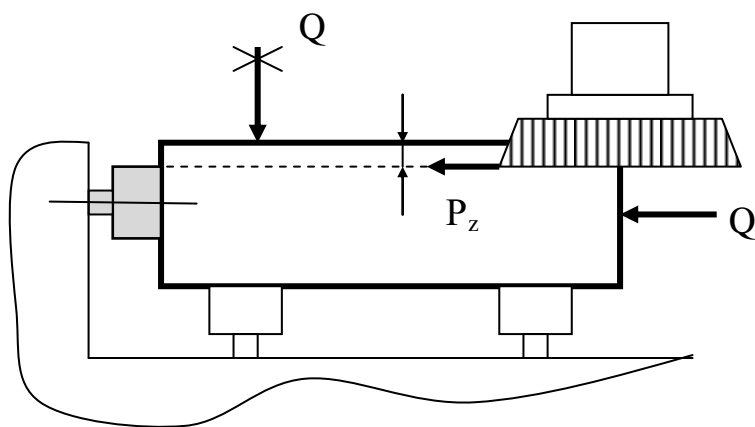


Рис.4.3. Приклад використання упору для зменшення необхідної сили затиску при фрезеруванні площини

3. При обробленні без упору виникають значні перекидні моменти від сили різання

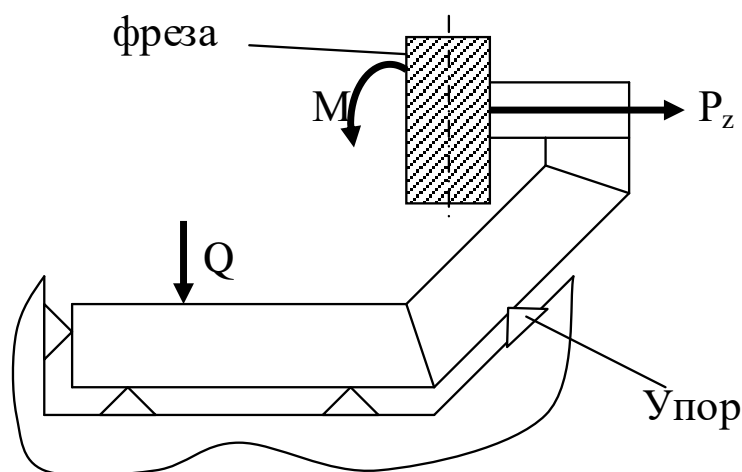


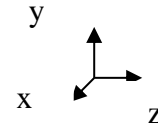
Рис.4.4. Приклад використання упору для зменшення необхідної сили затиску в деталі просторової конфігурації

### 4.3. Алгоритми та методика розрахунку затискних систем верстатних пристроїв

Визначення сил затиску ґрунтуються на умові рівноваги заготовки у ВП. Для рівноваги заготовки під дією просторової системи сил суми алгебраїчних проєкцій всіх сил на осі координат і суми моментів відносно осей повинні дорівнювати нулю.



$$\begin{aligned} \sum T_x = 0 & \quad \sum M_x = 0 \\ \sum T_y = 0 & \quad \sum M_y = 0 \\ \sum T_z = 0 & \quad \sum M_z = 0 \end{aligned}$$



Виконання проектування ВП включає, у тому числі, розрахунок затискних систем верстатних пристроїв, схема яких може бути представлена у наступному вигляді (рис.4.5) :

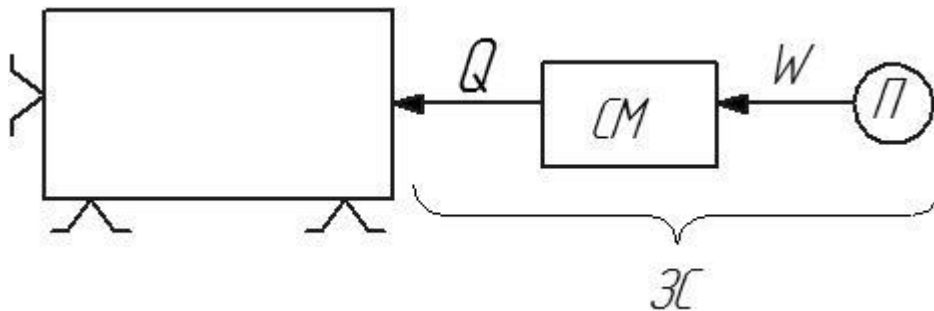


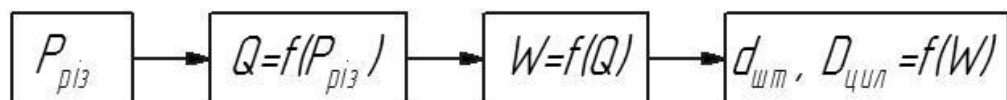
Рис.4.5. Схема затискної системи верстатного пристрою, де  $Q$  - необхідна сила затиску заготовки;  $W$  - вихідна сила, що розвивається приводом або створюється робітником;  $СМ / ЗМ$  - силовий (затискний) механізм пристрою (важільний, клиновий і т.д.);  $П$  - силовий привід;

Крім представлених ЗС можуть використовуватись системи з ручними приводами у яких сила  $W$  буде створюватись, наприклад, гвинтовим механізмом в результаті прикладання сили робітника.

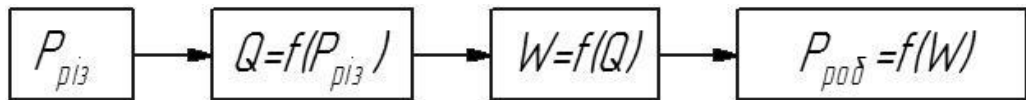
При проектуванні верстатних пристроїв використовують два алгоритми розрахунку затискних систем.

**Перший алгоритм-проектного розрахунку пристроїв** схематично може бути представлений наступним чином:

для пристроїв з механізованим приводом



для пристроїв з ручним приводом

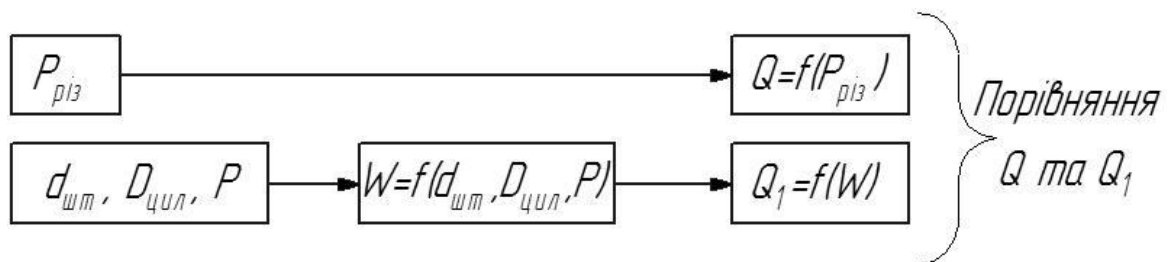


**Мета розрахунку:** Виходячи із заданої сили різання, визначити параметри силового приводу ( $d_{шт}, D_{цил}$ ) або сили  $P_{роб}$ , яку робітник повинен прикласти до ключа або рукоятки, для забезпечення надійного закріплення заготовки.

Такий алгоритм розрахунку у більшості випадків використовується при проектуванні нових, у тому числі спеціальних пристроїв. Він включає 3 етапи розрахунків:

- розрахунок сили затиску  $Q$ , необхідної для надійного закріплення заготовки;
- розрахунок сили  $W$ , що необхідно подати на вхід затискного механізму, яка розвивається приводом або створюється робітником;
- розрахунок параметрів силового приводу ( $d_{шт}, D_{цил}$ ) або сили  $P_{роб}$ ,

*Другий алгоритм- перевірконого розрахунку пристроїв* схематично може бути представлений наступним чином:



$Q$  - сила затиску, необхідна для надійного закріплення заготовки;

$Q_1$  - сила затиску, що забезпечується вибраним приводом;

$P$  - тиск повітря чи робочої рідини в приводі.

Якщо необхідна сила затиску менша чи дорівнює тій, що створюється приводом  $Q \leq Q_1$ , то вибраний, наприклад, стандартний привід забезпечить надійне закріплення заготовки, в пристрої, що проектується.

**Мета розрахунку:** Перевірний розрахунок обраного (стандартного) приводу, який використовується в пристрої, що розробляється чи переналагоджується.

Такий варіант розрахунку використовується при модернізації уже існуючих пристроїв, при створенні нових, у тому числі переналагоджуваних пристроїв на базі стандартних приводів, що вже існують і будуть використовуватись для оброблення різних деталей.

Сила затиску ВП для надійного закріплення заготовок повинні задовольняти наступним вимогам:

1. При затиску не повинно порушуватися положення, досягнуте при базуванні.
2. Закріплення не повинно деформувати заготовку.
3. Сила затиску повинна бути мінімальна, але достатня для фіксації деталі.
4. Заготовку в пристрої треба закріплювати і відкріплювати при мінімальних витратах сил і часу робітника. Максимальна сила, яку робітник прикладає до рукоятки не повинна перевищувати 165 Н., кількість закріплень – не більше 150 разів за 8 год.
5. Пристрій треба проектувати таким, щоб сила різання не сприймалася затискними елементами.
6. Пристрої повинні бути простими і безпечними в роботі.

**Методика розрахунку затискних систем ВП** згідно першого алгоритму включає наступні етапи:

1. Розроблення розрахункової схеми пристрою (може виконуватись поетапно, по мірі проектування (створення конструкції) пристрою).
2. Розрахунок необхідної сили затиску заготовки  $Q$

Послідовність дій:

- 2.1. Визначити сили різання і крутні моменти, що діють на заготовку.

2.2. Представити схему сил і їх моментів, що діють на заготовку (сили різання і крутні моменти, сили закріплення, сили і моменти сил тертя, реакції опор і т.д.).

2.3. Вибрати коефіцієнт тертя  $f$  (в залежності від умов контакту  $f = 0,1 \dots 0,15$  для гладких опор,  $f = 0,5 \dots 0,8$  для рифлених опор). Залежність між коефіцієнтом тертя  $f$  і нормальною силою  $N$  можна визначити для заготовок з сірого чавуну і конструкційної сталі виразом:

$$f = 5 \cdot 10^{-5} \cdot N + 0,2,$$

де  $N$  – нормальна сила на  $1 \text{ см}^2$  робочої поверхні установчого елемента,  $f = 0,16$  – якщо заготовка встановлена на установчі елементи обробленою поверхнею;  $f = 0,18 - 0,30$  – при встановленні необробленими поверхнями на сферичні опорні поверхні;

При встановленні заготовки в трикулачковому патроні коефіцієнт тертя рекомендується приймати рівним:

$f = 0,16 - 0,18$  – при гладких кулачках;

$f = 0,30 - 0,40$  – при кулачках з кільцевими канавками;

$f = 0,40 - 0,50$  – при кулачках з взаємно перпендикулярними канавками;

$f = 0,70 - 1,0$  – при кулачках з гострими рифленнями.

2.4. Визначити коефіцієнт запасу  $K_{зан}$ . При визначенні необхідних сил затиску враховують можливість відхилення механічних характеристик і розмірів заготовок, притуплення ріжучого інструменту і викликане цим підвищення сили різання, відхилення сил тертя в затискних елементах. Ці фактори можуть враховуватися вибором відповідних початкових даних для розрахунку або вибором величини коефіцієнта запасу  $K_{зан} > 1$ , на який перемножують сили різання або отримані з розрахунку сили затиску. Коефіцієнт запасу  $K_{зан}$  часто беруть в межах 1.5 - 2, за винятком випадків, коли сили різання відривають заготовку від баз, тоді  $K_{зан}$  повинен бути не

менше 2,5. Пружні властивості затискних елементів пристроїв впливають на затискні сили. При розрахунках слід правильно визначати коефіцієнти надійності закріплення заготовок і коефіцієнти тертя спокою.

$$k_{зан} = k_0 k_1 k_2 k_3 k_4 k_5 k_6 \quad (k \geq 2,5).$$

де  $k_0$  – гарантований коефіцієнт запасу для всіх випадків оброблення;  $k_1$  – коефіцієнт, який залежить від стану поверхневого шару заготовки;  $k_2$  – коефіцієнт, який враховує збільшення сили різання внаслідок затуплення інструменту;  $k_3$  – коефіцієнт, який враховує збільшення сили різання при обробленні переривчастих поверхонь;  $k_4$  – коефіцієнт, який враховує неоднаковість затискних зусиль, прикладених до заготовки;  $k_5$  – коефіцієнт, який враховує зручність розташування рукояток у ручних пристроях [27].

$$k_0 = 1,5;$$

$k_1 = 1,0$  – для попередньо оброблених заготовок;  $k_1 = 1,2$  – для виливаних та штампованих заготовок;

$$k_2 = 1,0 - 1,5 - \text{залежно від методу оброблення};$$

$k_3 = 1,0$  – при обробленні суцільних поверхонь;  $k_3 = 1,2$  – в інших випадках;

$k_4 = 1,0$  – при використанні механізованих притискачів;  $k_4 = 1,3$  – в інших випадках;

$$k_5 = 1,2 - \text{при необхідності повороту рукоятки на кут, більший } 90^\circ;$$

$$k_6 = 1,0 - \text{в інших випадках.}$$

Таким чином, значення коефіцієнта запасу при всіх сприятливих умовах не може бути меншим за 1,5.

2.5. Скласти рівняння рівноваги заготовки для найбільш несприятливого випадку прикладення сили різання або крутного моменту.

2.6. Із рівняння рівноваги знайти величину сили затиску  $Q = f(P_{різ})$ , що необхідна для утримання заготовки в рівновазі.

3. Розрахунок сили  $W = f(Q)$ , яку необхідно подати на вхід силового механізму (що розвивається приводом).

Послідовність дій:

3.1. Керуючись отриманою величиною  $Q$ , вибрати тип силового механізму ( $CM$ ) (простий, комбінований).

3.2. Навести схему сил, що діють на силовий механізм.

3.3. На основі схеми сил скласти рівняння рівноваги силового механізму (важеля, клина і т.д.).

3.4. З рівняння рівноваги за відомою (розрахованою на попередньому етапі) силою затиску  $Q$  визначити необхідну силу  $W = f(Q)$ .

4. Вибір і розрахунок параметрів силового приводу.

Послідовність дій:

4.1. У відповідності з величиною необхідної сили  $W$  обрати тип приводу – механізований (пневматичний, гідравлічний і т.д.) або ручний.

4.2. Розрахувати діаметр штока  $d_{шт}$ , діаметр циліндра  $D_{цил}$ , з урахуванням величини тиску повітря або рідини (оливи). При розрахунку пристроїв звичайно приймають  $p_{nn} = 0,4$  МПа,  $p_r = 2,0-14,0$  МПа.

Для ручного приводу - розрахувати силу  $P_{роб}$ , яку робітник повинен прикласти до ключа чи рукоятки.

#### **4.4. Умови визначення сил затиску**

Сила затиску  $Q$  у ВП аналітично визначається точно тільки для порівняно простих і жорстких деталей (диск, циліндр, призма). Якщо деталь має більш складну форму і має знижену жорсткість, розрахунок сили затиску утруднюється. Сила затиску повинна забезпечити високу жорсткість контактних стиків між установочними елементами і заготовкою, не повинна викликати вібрації та створювати в системі пристрою більший натяг, ніж натяг від сил різання.

Для оброблюваних заготовок, що обертаються в процесі оброблення і мають високу жорсткість, необхідна сила затиску визначається з наступних трьох умов:

1. Момент закріплення  $M_k$  від сил тертя повинен бути більший крутного моменту  $M_p$ , що викликаний силою різання, який намагається повернути заготовку навколо осі обертання ( $M_k > M_p$ ).

2. При відсутності упору сумарна осьова сила зчеплення (тертя)  $P_0$  повинна бути більша сумарної осової сили різання  $P_0 \geq \sum P_p$ .

3. Момент  $M_3$  від сили затиску повинен бути більшим згинаючого моменту  $M_{32}$  від складових сил різання, які намагаються повернути заготовку відносно точки опори ( $M_3 > M_{32}$ ).

При закріпленні плоских та призматичних заготовок силу затиску можна визначити з таких двох умов.

1. Якщо одночасно діють момент  $M_p$  і осьова сила  $P_0$ , то необхідно, щоб  $M_k > M_p$  і сума осьових сил зчеплення  $\sum R_2 = \sum T \mu_1 > P_0$ ,

2. Також необхідно забезпечувати таку силу затиску, яка забезпечує результуючу реакцію від сил зчеплення  $R_1$  і  $R_2$ . При цьому для утримання заготовки від зміщення під дією навантажень  $M_p$  і  $P_0$  необхідно забезпечити силу:

$$Q \geq \frac{\sqrt{\sum R_1^2 + R_2^2}}{f}$$

де  $f$ - коефіцієнт зчеплення (тертя) затискних елементів із заготовкою в напрямку результуючої сили зчеплення.

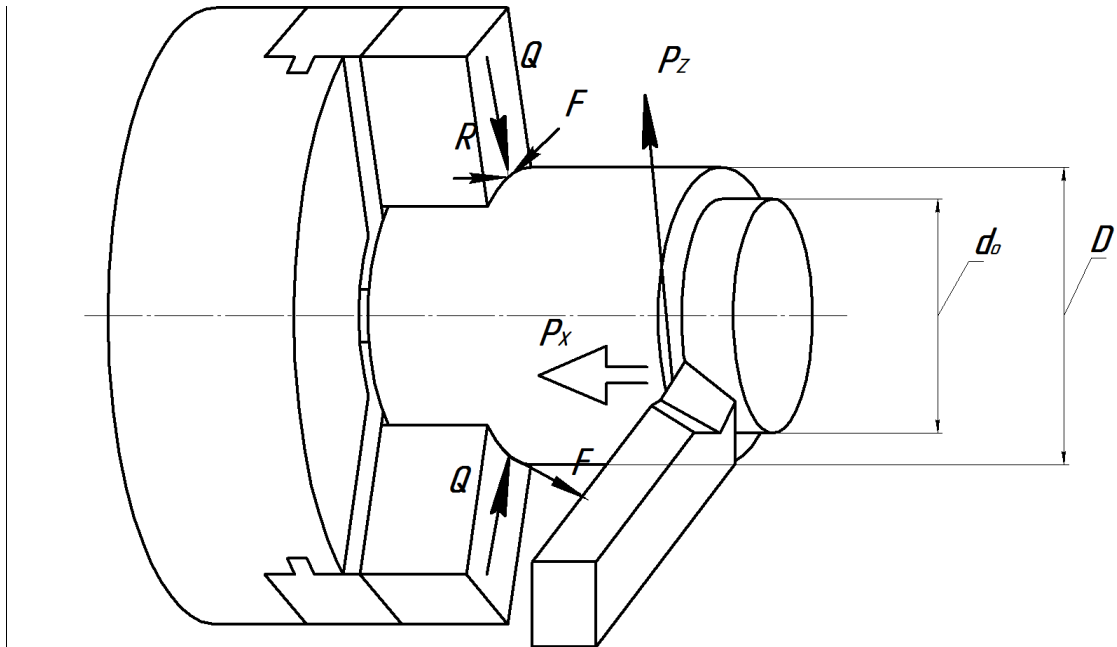


Рис. 4.6. Розрахункова схема для заготовок, що оброблюються в патронах

Моменти від сил різання  $M_p$ , тертя на затискних елементах  $M_K$  і осьова складова  $P_o$  сили різання, які діють при точінні на заготовку з діаметром обробки  $d_0$  визначаються:

$$M_p = \frac{P_z d_0}{2} + M_{CB}; \quad M_K = 3 \frac{Q \cdot f \cdot D}{2} \quad P_o = P_x + P_{CB},$$

де:  $M_{CB}$  та  $P_{CB}$  – момент та осьова сила при наявності свердла.

Мінімальні сили тертя, які утримують заготовку від провороту і осьового зміщення:

$$\sum R_1 = \frac{2M_p}{d} \quad \text{та} \quad \sum R_2 = P_o$$

Повна розрахункова сила на поверхні затиску діаметром  $d_0$ :

$$Q = \frac{k \cdot R_\Sigma}{f} = \frac{k}{f \cdot D} \sqrt{(P_z d_0 + 2M)^2 + (P_x + P_o)^2 d^2}$$

де:  $f$ - коефіцієнт тертя (зчеплення) між затискними елементами і заготовкою, значення якого залежить від виду насічок на затискних елементах, матеріалу заготовки і схеми дії сил ( $f = 0,35 \dots 0,7$ ).



При закріпленні заготовки в пристрої, коли горизонтальна складова  $P_x$  сили різання направлена перпендикулярно базовим поверхням, до яких притискається заготовка, а складова  $P_y$  - паралельно цим площинам, необхідна сила затиску може бути визначена приблизно із умови непровертання заготовки відносно точки  $A$ . Із рівняння суми моментів відносно точки  $A$  всіх сил, діючих на оброблювану заготовку при умові, що сила тертя однакова на всіх установочних елементах:  $\sum M_A = 0$ , отримаємо:

$$Q \cdot b + G \frac{c}{2} - G \cdot f \cdot d - Q \cdot f \cdot c - P_y \cdot c + P_x \cdot a = 0$$

$$Q = \frac{K_{з.} [-P_y c + P_x a + G(\frac{c}{2} + df)]}{cf - b}$$

де:  $a, b, c, d$  - плечі прикладання сил  $P_x, P_y, G, Q$ ;  $G$  - сила тяжіння заготовки;  $\mu$  - коефіцієнт тертя (зчеплення) заготовки із затискним елементом;  $f$  - коефіцієнт тертя заготовки з базовою поверхнею.

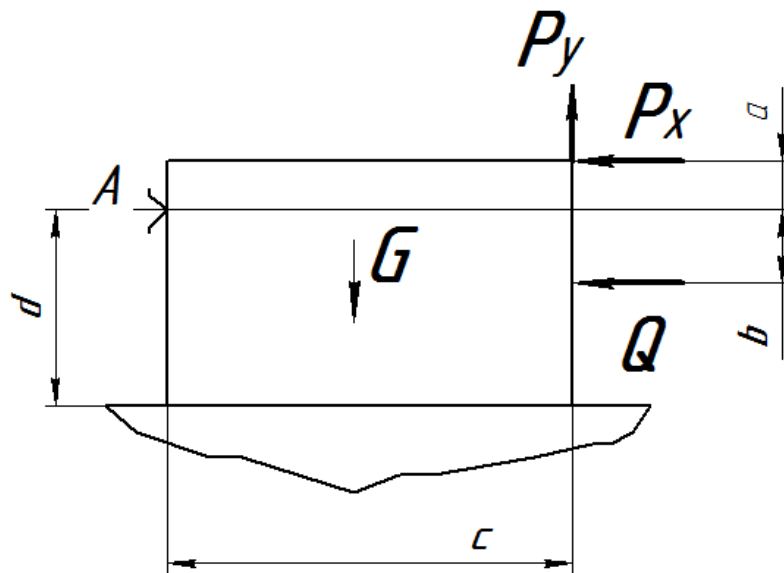


Рис. 4.7. Розрахункова схема закріплення призматичної заготовки у пристрої

Для розрахункової схеми рис. 4.8 а сили різання та затиску діють в одному напрямку, тому сила  $Q = \min$ .

Для рис. 4.8 б умова рівноваги заготовки:

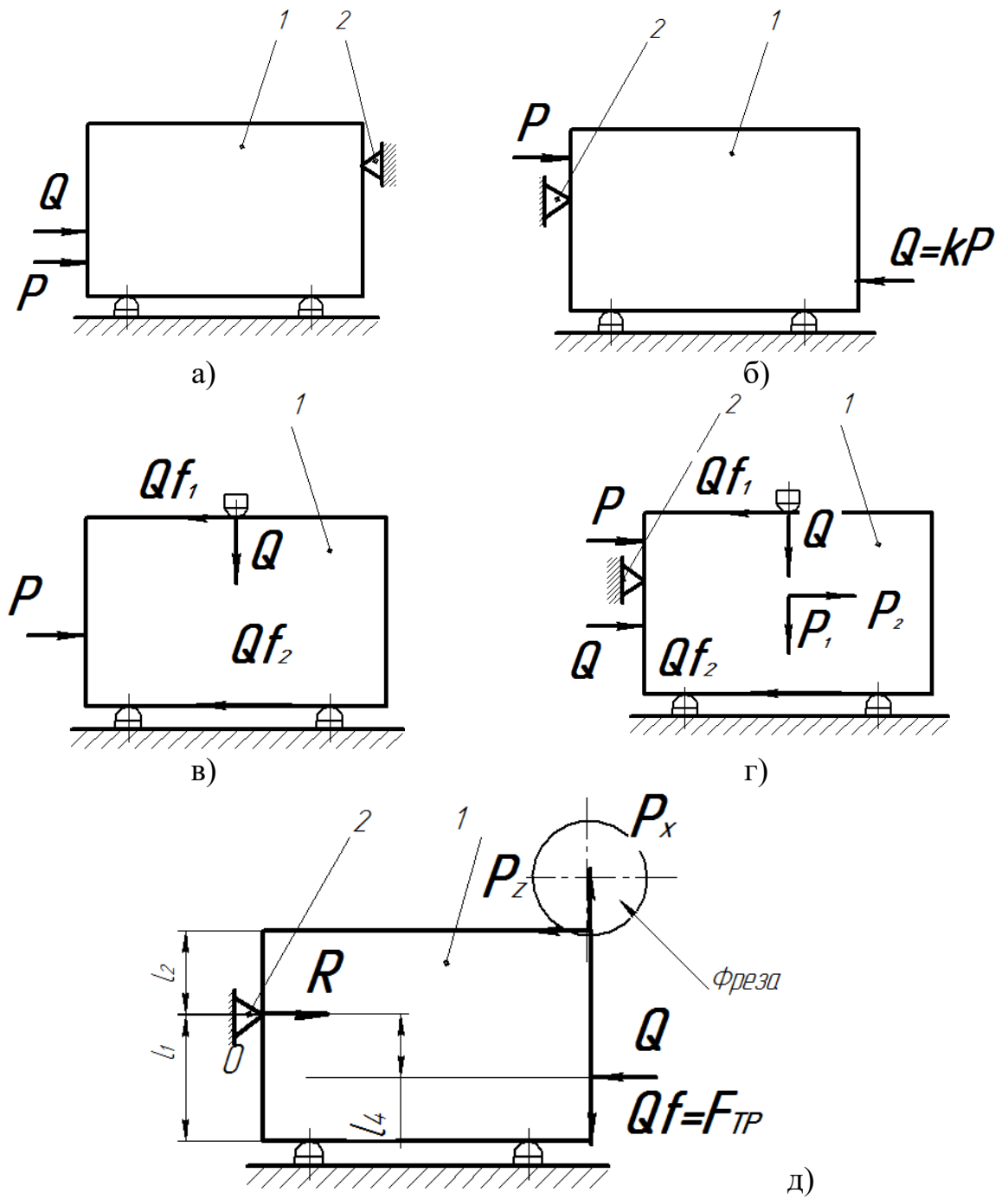


Рис. 4.8. Розрахункові схеми та варіанти дії сил різання, моментів і сил затиску на оброблювану призматичну або корпусну деталь: 1 - оброблювана деталь; 2 - опора ВП,  $P$  - сила різання;  $Q$  - сила затиску;  $R$  - реакція опор;  $f$  - коефіцієнт тертя між деталлю та елементами ВП

$$k \cdot P - Q = 0;$$

$$k \cdot P - Q \cdot f_1 - Q \cdot f_2 = 0;$$

$$Q = \frac{kP}{f_1 + f_2}$$

для рис. 4.8 г:

$$kP_2 = Qf_1 + (Q + P)f_2$$

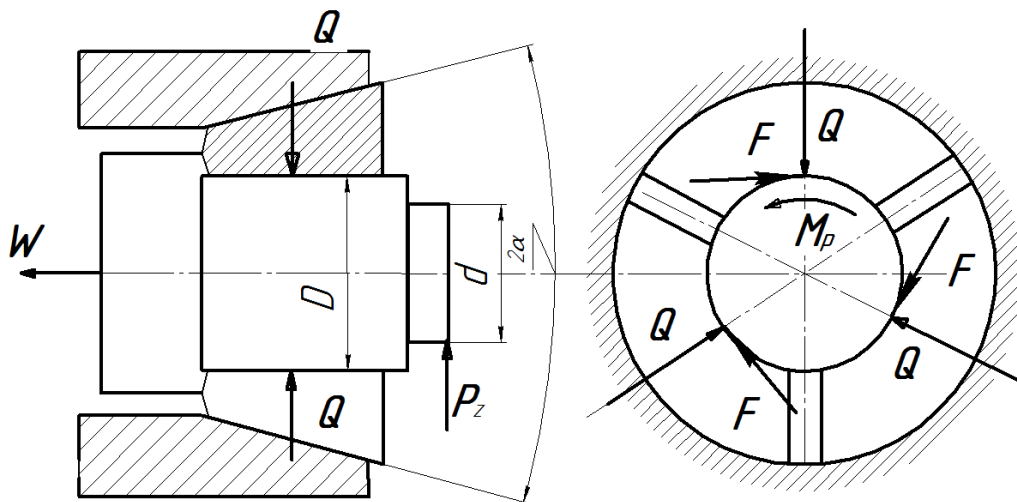
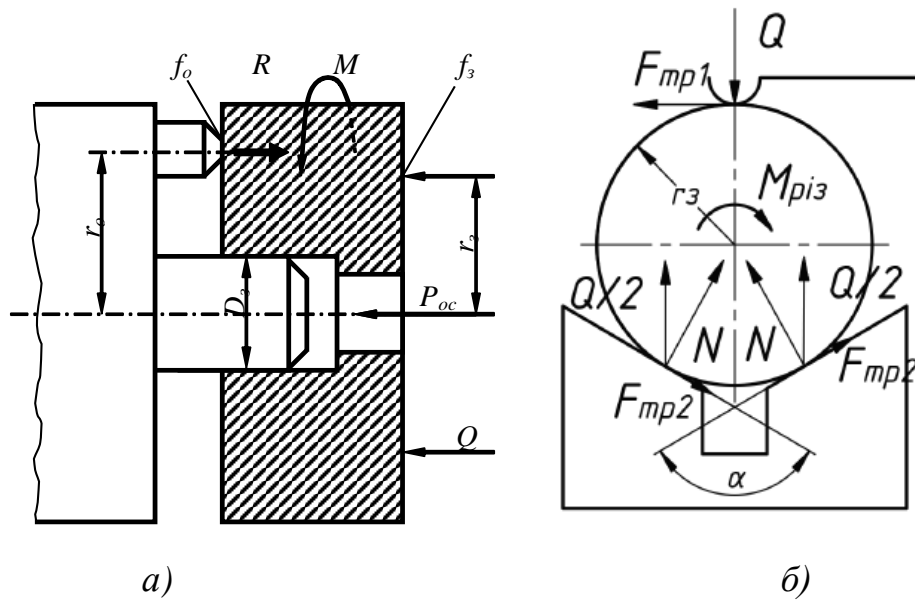
$$Q = \frac{kP_2 + P_1 \cdot f_2}{f_1 + f_2}$$

Для рис. 4.8 д умова рівноваги заготовки відносно точки O:

$$\sum M_O = 0;$$

$$k(P_x \cdot l_3 + P_z \cdot l_2) = Q \cdot l_4 + Qf \cdot l_3$$

$$Q = \frac{k(P_x \cdot l_3 + P_z \cdot l_2)}{l_{41} + fl_3}$$



В)

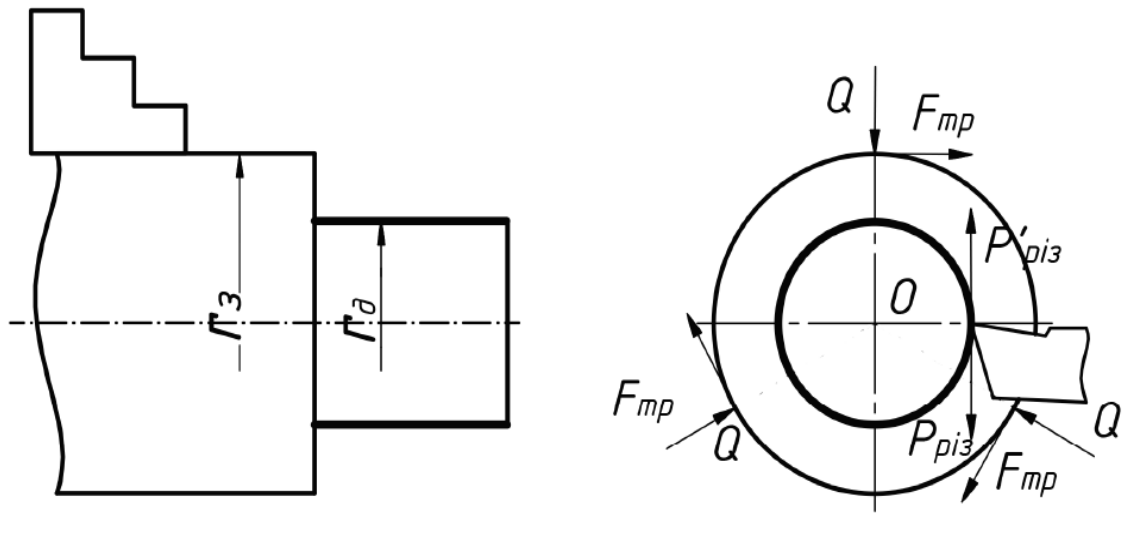


Рис.4.9. Розрахункові схеми та варіанти дії сил різання, моментів і сил затиску на оброблювану заготовку типу тіла обертання:  $P_x$  та  $P_y$  - сили різання;  $Q$  - сила затиску;  $W$  - сила приводу;  $R$  - реакція опор;  $F$  - сили тертя;  $M_{кр}$  - момент крутний;  $M_m$  - момент опору різанню;  $k_3$  - коефіцієнт запасу;  $f_0$  та  $f_3$  - коефіцієнт тертя між заготовкою та елементами пристроїв.

Для розрахункової схеми рис. 4.9 а умова рівноваги заготовки:

$$k_3 M = Q \cdot f_3 \cdot R_3 + (Q + P_{oc}) f_0 \cdot R_0,$$

Для розрахункової схеми рис. 4.9 б умова рівноваги заготовки в призмі:  $\sum M_o = 0$ ;

$$kM_P = F_{TP1} \cdot r_3 + 2F_{TP2} \cdot r_3$$

$$F_{TP1} = Q \cdot f_1$$

$$F_{TP2} = N \cdot f_2$$

$$N = \frac{Q}{2 \sin \frac{\alpha}{2}}$$

$$kM_P = Q f_1 \cdot r_3 + 2 \frac{Q}{2 \sin \frac{\alpha}{2}} f_2 \cdot r_3$$

$$Q = \frac{kM_p}{r_3 \left( f_1 + \frac{f_2}{2 \sin \frac{\alpha}{2}} \right)}$$

Для розрахункової схеми рис. 4.9 в умова рівноваги заготовки в цанговому патроні:  $M_k > M_p$ .

$$Q = \frac{k_3 \cdot P_z \cdot d}{f_3 \cdot D} \cdot \frac{1}{n}$$

де  $n$  – число затискних елементів.

Для розрахункової схеми рис. 4.9 г умова рівноваги заготовки в трьохкулачковому патроні:

$$\sum M_0 = 0;$$

$$M_p = P_z \cdot r_\partial;$$

$$M_{mp} = F_{TP} \cdot r_3 = Q \cdot f \cdot r_3;$$

$$kM_p = 3M_{TP};$$

$$M_p = P_z \cdot r_\partial;$$

$$kP_z \cdot r_\partial = 3Q \cdot f \cdot r_\partial;$$

$$Q = \frac{k_3 \cdot P'_z \cdot r_\partial}{3f_3 \cdot r_3}$$

У додатку Б наведений приклад розрахунку затискних систем верстатних пристроїв.

#### 4.5. Приклади розрахунків сил затиску

**Приклад 1.** Нехай на операції розточування отворів прийнята схема базування, що показана на рис.4.10 [33]. Виконуючи вимоги, що висувуються до схеми закріплення заготовок, приймаємо напрямок і місце прикладання затискної сили  $Q$ . Необхідно визначити величину сили  $Q$ .

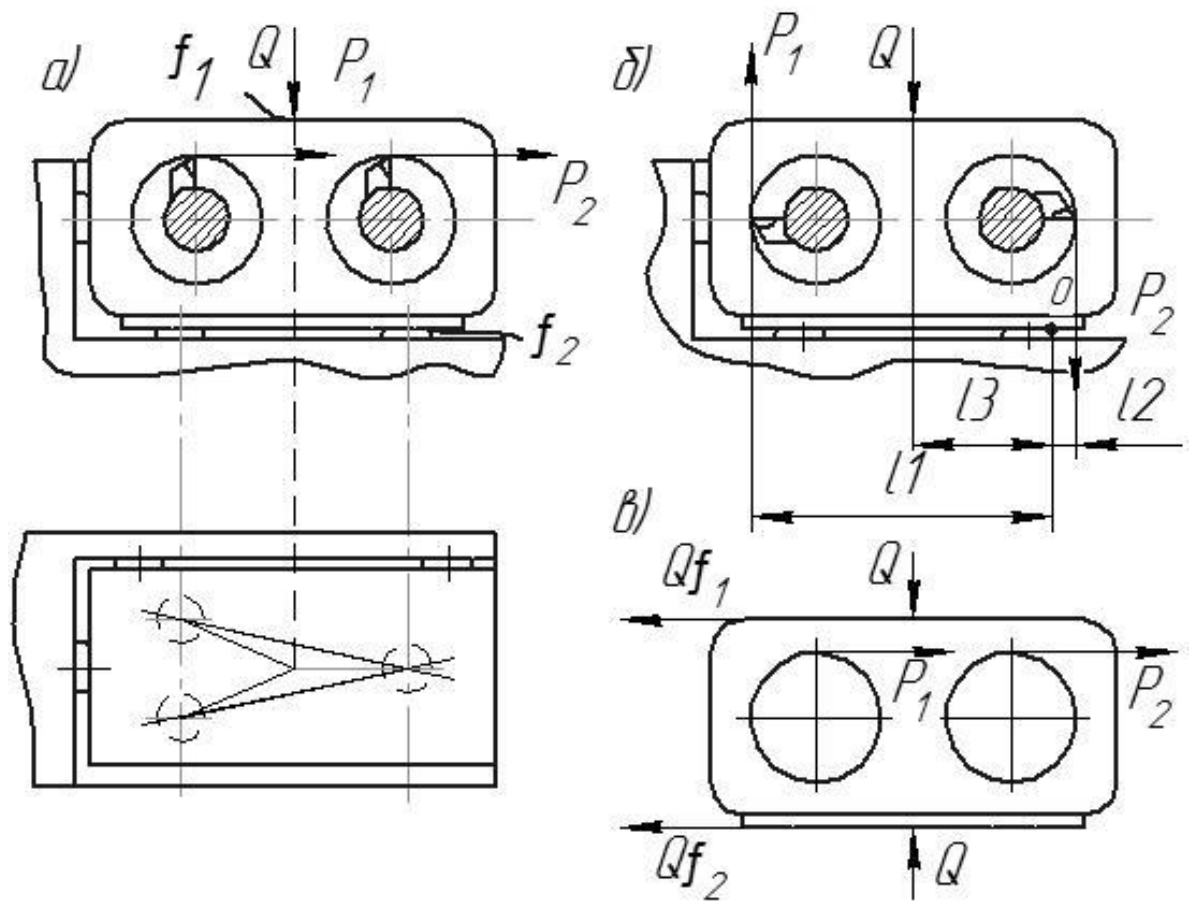


Рис.4.10. Схема ВП для розточування отворів

Особливістю прикладу, який розглядається є те, що отвори розточуються одночасно однорізцевими борштангами при однаковому напрямку їх обертання. Звідси випливає, що сили різання  $P$  на кожному оберті борштанги змінюють місце прикладання і напрям дії. Тому для розрахунку сили  $Q$  необхідно орієнтуватися на найбільш несприятливу фазу дії сил різання, коли вони створюють максимальну дію, що може привести до переміщення (зсуву) чи перекидання заготовки навколо опори.

У даному випадку можна очікувати виникнення максимальної зсуваючої сили (рис.4.10а) чи найбільшого сумарного моменту, під дією якого заготовка може повернутися відносно опорної точки  $O$  (рис.4.10б). Розрахунок сили  $Q$  необхідно виконати для кожного випадку окремо і прийняти найбільше значення величини  $Q$ .

Схема сил, що діють на заготовку в першому випадку, показана на рис.3.10в. Переміщенню (зсуву) заготовки заважають сили тертя  $Qf_1$  і  $Qf_2$ , де  $f_1$  і  $f_2$  – коефіцієнти тертя. Силу ваги заготовки враховувати не будемо, вважаючи, що заготовка невеликих розмірів. З метою спрощення розрахунків також не будемо враховувати складові сили різання  $P_x$  і  $P_y$ .

Умова рівноваги заготовки з урахуванням коефіцієнта запасу  $K$

$$KP_1 + KP_2 - Qf_1 - Qf_2 = 0$$

Звідси визначимо силу затиску заготовки

$$Q = K \frac{P_1 + P_2}{f_1 + f_2}. \quad (4.1)$$

Умова рівноваги для другого випадку (рис.3.9б)

$$KP_1l_1 + KP_2l_2 - Ql_3 = 0.$$

Звідки

$$Q = K \frac{P_1l_1 + P_2l_2}{l_3} \quad (4.2)$$

Аналіз формул (4.1) і (4.2) дозволяє уточнити місце прикладання сили затиску. Якщо за формулою (4.1) величина  $Q$  не залежить від місця її прикладання, то за формулою (4.2)  $Q$  зменшується зі збільшенням  $l_3$ . Звідси витікає, що величину  $l_3$  варто прийняти максимально можливою. Із двох отриманих величин  $Q$  для розрахунку затискного механізму приймаємо найбільшу.

**Приклад 2.** Розрахунок сили закріплення заготовки при фрезеруванні.

Розглянемо випадок, коли затискний пристрій запобігає прокручуванню заготовки по базовій поверхні під дією сил різання [33]. Заготовка базується плоскою основою на три опори 1, 2, 3 і боковими поверхнями на опори 4, 5 і 6 (рис. 4.11).

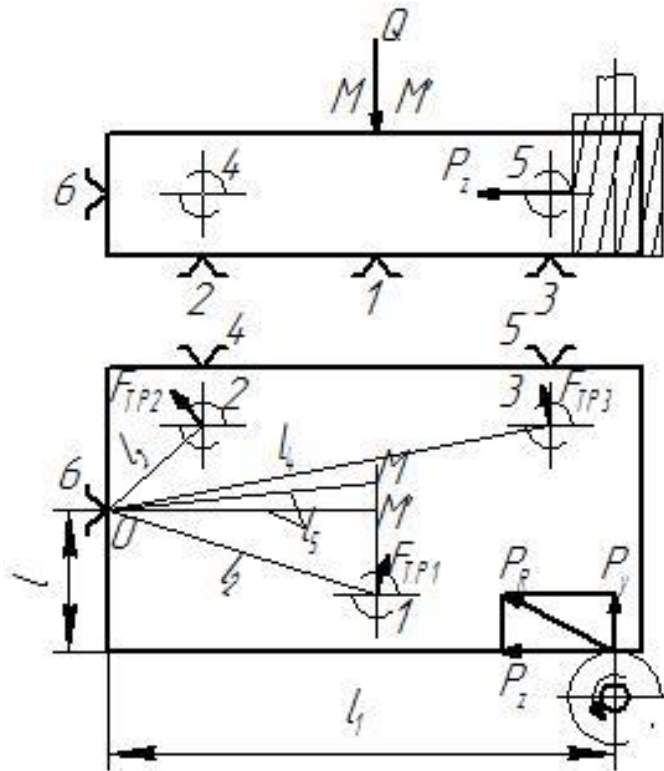


Рис. 4.11. Схема для розрахунку сил закріплення при фрезеруванні

Складові  $P_z$  і  $P_y$  сили різання намагаються повернути заготовку навколо бокової опори 6 (точка  $O$ ). Цьому повороту протидіють моменти сил тертя, що виникають в місцях контакту заготовки з опорами 1, 2 і 3 із затискним пристроєм (точка  $M$ ).

Якщо сила закріплення  $Q$  прикладена в центрі маси  $M$  опорного трикутника, а затиск не зміщується в напрямку дії рівнодійної  $P_R$  сили різання, то умова рівноваги буде мати вигляд

$$k(P_z \cdot l - P_y \cdot l_1) - Q[f_1(l_2 + l_3 + l_4)/3 + f_2 \cdot l_5] = 0,$$

звідки

$$Q = k(P_z \cdot l - P_y \cdot l_1) / [f_1(l_2 + l_3 + l_4)/3 + f_2 \cdot l_5].$$

Якщо точка прикладання сили закріплення (точка  $M'$ ) не співпадає з центром маси  $M$  опорного трикутника, умова рівноваги матиме вигляд

$$k(P_z \cdot l - P_y \cdot l_1) - Q[f_1(al_2 + bl_3 + cl_4)/3 + f_2 \cdot l_5] = 0.$$



де  $a$ ,  $b$  і  $c$  - коефіцієнти, що визначають співвідношення реакцій в опорах 1, 2 і 3 в залежності від співвідношення відстаней між точкою  $O$  і вказаними опорами (знаходиться шляхом вирішення геометричної задачі).

Звідси

$$Q = \frac{k(P_z \cdot l - P_y \cdot l_1)}{f_1(al_2 + bl_3 + cl_4)/3 + f_2 \cdot l_5}.$$

У випадку, коли затиск може переміщуватись разом із заготовкою в напрямку дії сили  $P_R$ , приймають, що сила тертя між затискачем і заготовкою не протидіє переміщенню заготовки. У цьому випадку рівняння відповідно матимуть вигляд

$$Q = k(P_z \cdot l - P_y \cdot l_1) / [f_1(l_2 + l_3 + l_4)/3],$$

$$Q = k(P_z \cdot l - P_y \cdot l_1) / [f_1(al_2 + bl_3 + cl_4)].$$

Відповідно до знайденої сили  $Q$  в залежності від конструкції затискного механізму і прийнятого приводу, визначають вихідні параметри (діаметр пневмо- чи гідроциліндру, довжину рукоятки ключа і т.д.).

Детальніше з методикою розрахунку сил закріплення заготовок при різних видах оброблення і різних конструкціях силових приводів можна ознайомитись в [1, 3, 15, 17, 18].

#### **4.6. Питання для самоперевірки за розділом 4.**

1. Оцініть вплив величини сили затиску на процес оброблення.
2. Назвіть порядок складання розрахункової схеми ВП.
3. Оцініть вплив сили затиску на жорсткість та зниження маси ВП.
4. Оцініть вплив сили затиску на підвищення продуктивності ВП.
5. Розрахунки що виконують при конструюванні пристрою
6. Які сили діють в процесі оброблення на заготовку?
7. На яких закономірностях ґрунтується розрахунок сил затиску?
8. Що дає раціональне використання упорів у ВП?

9. Назвіть правила при виборі напрямку і місця прикладення сили закріплення.
10. Наведіть правила вибору напрямку і місця прикладення сили закріплення
11. Наведіть схему затискної системи ВП.
12. Наведіть два алгоритми розрахунку затискних систем ВП та особливості їх використання.
13. Назвіть етапи розрахунків силових затискних систем ВП та їх зміст.
14. Коефіцієнти надійності закріплення заготовки і тертя спокою, їх визначення.
15. Сили, які діють на заготовку при її обробленні та їх визначення.
16. Які повинні бути сили затиску ВП?
17. Що таке коефіцієнт запасу ВП і як його визначити?
18. Роль коефіцієнту тертя в силовому розрахунку ВП?
19. Сформулюйте умови рівноваги обертових оброблюваних заготовок тіл обертання.
20. Сформулюйте умови рівноваги плоских та призматичних деталей.
21. Наведіть приклади схем сил, що діють на заготовку при фрезеруванні.

## 5. РОЗРАХУНОК ЕЛЕМЕНТАРНИХ СИЛОВИХ МЕХАНІЗМІВ ВЕРСТАТНИХ ПРИСТРОЇВ

### 5.1. Особливості розрахунків силових механізмів верстатних пристроїв

Метою таких розрахунків є визначення сили  $W$ , яку треба подати на вхід силового механізму для створення необхідної сили затиску заготовки  $Q$ .

Тобто в загальному вигляді дана задача полягає у знаходженні та розв'язанні залежності виду  $W = f(Q)$

Силові механізми виконують наступні функції:

- Перетворення вхідної сили  $W$  у силу затиску  $Q$ .
- Зміну напрямку дії сили.
- Зміну величини сили.

Силові механізми поділяються на прості та комбіновані - складені з декількох простих:

Прості – важільні, гвинтові, клинові та ін.

Комбіновані – різноманітні комбінації (2-важільні, гвинто-важільні, гвинто-клинові т.п.).

$$Q = i \cdot W, \text{ де } i = i_1 \cdot i_2 \cdot i_3 \quad ; \quad \eta = \eta_1 \eta_2 \eta_3 \text{ (к.к.д)}$$

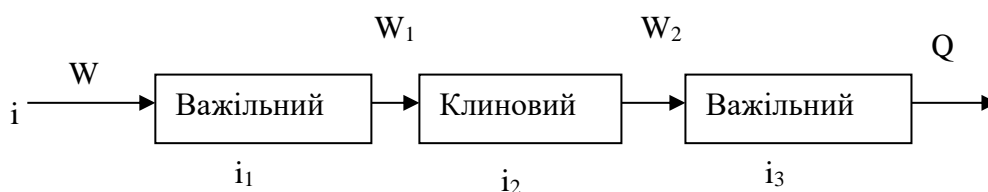


Рис. 5.1. Схема комбінованого ВП

Силові (затискні) механізми не використовуються у двох випадках: якщо оброблюється важка, стійка заготовка, у порівнянні з вагою якої сили, що виникають у процесі різання, відносно невеликі; сили, що виникають при обробленні прикладені так, що вони не можуть порушити положення

заготовки, досягнуте при базуванні. В інших випадках застосування затискних механізмів обов'язкове.

## **5.2. Клинові елементарні затискні механізми**

До затискних механізмів, в яких використовується ефект клина, відносять: ексцентрикові, гвинтові, клинові, клиноплунжерні та цангові затискні механізми.

### **5.2.1. Ексцентрикові затискні механізми**

Ексцентрикові затискні пристрої використовуються в складних затискних системах і пристроях лещатного типу. Можуть застосовуватись і для безпосереднього затиску заготовок.

Переваги: простота, компактність, можливість застосовувати стандартні деталі, можливість отримувати високу силу затиску, швидкодія ( $t_{зп}=0,04$  с).

Недоліки:

1. Зосереджений характер прикладення сили затиску.
2. Залежність сили затиску від величини відхилення закріплюваного розміру.
3. Знижена надійність через зношення.

Використовуються чотири типи ексцентрикових затискних механізмів. Основний їх елемент - ексцентрик, який може бути:

- Круговим кулачком з циліндричної робочою поверхнею. Вісь обертання зміщена від центру на величину ексцентриситету.

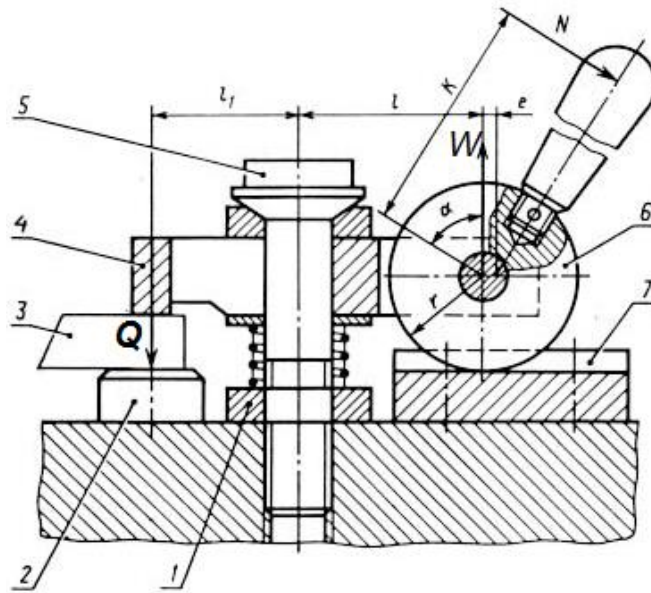


Рис. 5.2. Ексцентриковий затиск (1 – гайка; 2, -установчий елемент; 3 – оброблювана деталь; 4 – планка; 5 – стержень; 6 – ексцентрик, 7- опора).  
 Умовні позначення: Q – зусилля затиску; W – реакція в опорі ексцентрика; N – сила на рукоятці; K – довжина рукоятки;  $\alpha$  – кут повороту ексцентрика;  $l_1$ ,  $l_2$  – плечі важеля (прихвата).

- Криволінійним ексцентричним кулачком з робочою поверхнею, виконаний по спіралі Архімеда  $\rho = Ce^{aQ}$ , де C – радіус вектор; Q – центральний кут:.

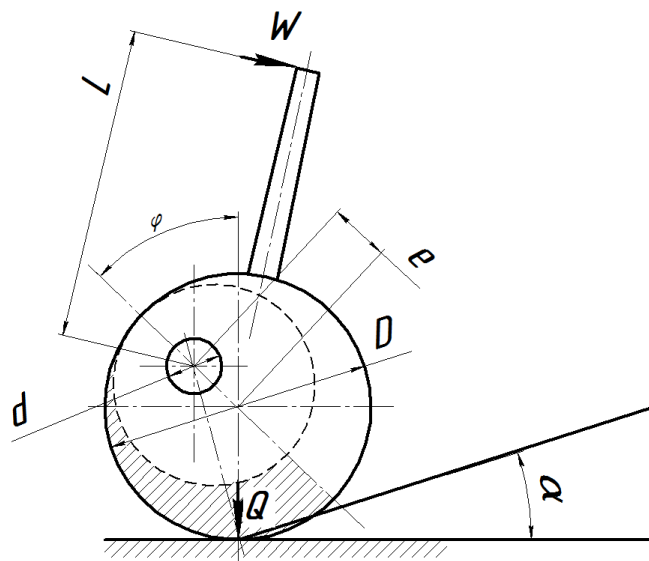


Рис. 5.3. Розрахункова схема ексцентрика кругового

- Торцевим ексцентричним кулачком, у якого криволінійний скіс виконаний на торцевій поверхні.

- Евольвентним ексцентриком, в якому робоча поверхня виконана по евольвенті.

У чистому вигляді ексцентрикові затискні механізми застосовуються рідко.

Ексцентрикові кулачки розрізняють наступних конструктивних виконань: круглі ексцентрикові (ГОСТ 9061-68), ексцентрикові (ГОСТ 12189-66), ексцентрикові здвоєні (ГОСТ 12190-66), ексцентрикові вилкові (ГОСТ 12191-66), ексцентрикові двоопорні (ГОСТ 12468-67).

Щоб уникнути відтискання ексцентриків після затиску вони повинні бути самогальмуючими. Властивість самогальмування ексцентриків забезпечується правильним вибором відношення діаметру  $D$  ексцентрика до його ексцентриситету  $e$ . Відношення  $D/e$  називається характеристикою ексцентрика.

Для кругових ексцентриків кут підйому профілю  $\alpha$  повинен бути:  $\alpha < \rho$ , де:  $\rho = 11^\circ 20'$  – приведений кут тертя сталі по сталі між заготовкою та ексцентриком. Умова самогальмування:

$$\frac{e}{R} = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\sin \varphi + \operatorname{tg} \alpha \cos \varphi};$$

де:  $e$ - ексцентриситет;  $R$ - радіус ексцентрика;  $\alpha$  - кут підйому ексцентрика,  $\varphi$  кут повороту ексцентрика.

Якщо кут повороту ексцентрика не обмежений, то величина ексцентриситету визначається за формулою:

$$e = \frac{\delta}{2} + \frac{Q}{2 \cdot j} + (0.3 \div 0.5) \text{ мм}$$

Якщо кут повороту обмежений і дорівнює  $\varphi$ , то величину ексцентриситету визначають за формулою:

$$e = \frac{\delta + \frac{Q}{j} + (0.2 \div 0.4)}{1 - \cos \varphi} \text{ мм}$$

Радіус цапфи ексцентрика можна визначити, задавшись її шириною:

$$r = \frac{Q}{2 \cdot b \cdot \sigma_{зм}} [\text{мм}],$$

де  $Q$  - сила затиску, створювана ексцентриком в Н;

$b$  - ширина цапфи в мм;

$\sigma_{зм}$  - допустиме напруження на зминання (15-20 мПа).

Зовнішній діаметр ексцентрика може бути визначений з умов самогальмування. Приблизно він розраховується за формулою:

$$D = (14-20) \cdot l$$

Ширина робочої частини ексцентрика може бути визначена з формули:

$$\sigma = 0.565 \cdot \sqrt{\frac{Q}{R \cdot b \cdot \frac{1 - \mu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2}}}$$

де  $\sigma \leq \sigma_T$  - допустиме напруження на зминання,  $\sigma_T$  - межа плинності матеріалу ексцентрика,  $E_1$  і  $E_2$  - модулі пружності матеріалу ексцентрика і заготовки,  $\mu_1$  і  $\mu_2$  - відповідно коефіцієнти Пуассона.

При  $E_1 = E_2 = E$ , та  $\mu_1 = \mu_2 = 0,25$  отримаєм:

$$b = 0.0125 \cdot \frac{Q \cdot E}{R \cdot \sigma^2}.$$

Отримані розміри дискового ексцентрика  $l$ ,  $e$ ,  $D$  і  $B$  необхідно узгодити з ГОСТ 9061 - 68.

Сила затиску:

$$Q = \frac{Pl}{r [\operatorname{tg}(\alpha + \rho_1) + \operatorname{tg} \rho_2]};$$

де:  $P$  - сила на важелі;  $l$  - плече дії сили  $P$ ;  $r$  - радіус-вектор ексцентрика;  $\rho_1$ ,  $\rho_2$  - приведенні кути тертя на робочій поверхні та осі ексцентрика.

Найбільші зусилля затиску ексцентрик розвиває при малих кутах повороту, а найменші - при повороті на  $90^\circ$ . Цю обставину треба враховувати в розрахунках, беручи найгірші умови роботи ексцентрика.

*Методика розрахунку.*

Вихідні дані: сила затиску  $w$  і допуск  $\delta$  розміру заготовки від її установочної бази до місця прикладання сили затиску; кут  $\varphi$  повороту ексцентрика від нульового (початкового) положення.

Розрахунок починають з визначення ходу ексцентричного кулачка:

$$h_k = \delta + \Delta_{zap} + \frac{W}{\tau} + \Delta h$$

Де  $\delta$  – допуск на розмір затиску;  $\Delta_{zap}$  – гарантований зазор між поверхнею кулачка і заготовки,  $\Delta_{zap} = 0,2...04 \text{ мм}$ ,  $\frac{W}{C}$  – податливість стику заготовки, кулачка і поверхні опор;  $\Delta h$  – запас ходу ексцентричного кулачка на зношення,  $\Delta h = 0,4...06 \text{ мм}$ ;  $C$  – жорсткість ексцентрикового механізму,  $C = 10000...17000 \text{ кН/м}$ .

Матеріал ексцентрика: сталь 40Х, 20Х, термообробка HRC 48...52 (до глибини 1...2 мм).

Якщо кут повороту ексцентрика обмежений  $\varphi < 60^\circ$ .

$$h_k = \delta + \Delta_{zap} + \frac{W}{C}$$

Підбирають стандартний ексцентричний кулачок з виконанням наступних умов:

$$W \leq W_{\max}$$

$$h_k \leq h_{k \max}$$

Визначають довжину рукоятки ексцентрикового механізму із співвідношення, мм:

$$L_{\max} \geq \frac{M_{\max} \cdot W}{Q \cdot F_{3 \max}}$$



Значення  $M_{\max}$  и  $F_{3\max}$  вибираються по таблиці 5.5 ГОСТ 9061-68.

Для приводів з ручним приводом рекомендується  $F_{3\max} \leq 150 \text{ Н}$  и  $80 \leq L \leq 320 \text{ мм}$ . Для механізованого приводу  $L_{\max} \leq 100 \text{ мм}$ .

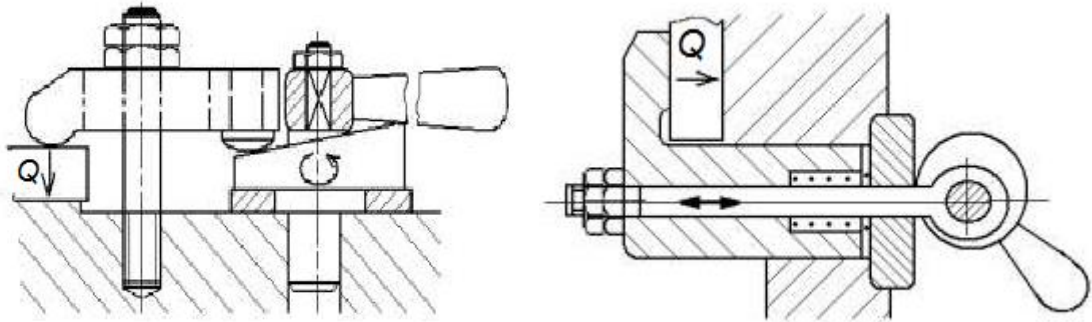


Рис. 5.4. Конструкції ексцентрикових механізмів

### 5.2.2. Клинові механізми

Клинові затискні механізми знайшли у верстатних пристроях (ВП) широке застосування. Основними елементами їх є: одно-, дво- і трьох-скосі клини. Використання таких елементів обумовлено простотою й компактністю конструкції, швидкістю дії й надійністю в роботі, зручністю налагодження та експлуатації, самогальмуванням, можливістю використання їх як затискних елементів, що діють безпосередньо на закріплювану деталь, так і в якості проміжних ланок, наприклад, ланок-підсилювачів в інших затискних пристроях.

Звичайно використовуються клини, що самогальмуються. Умова самогальмування односкосого клина виражається залежністю

$$\alpha \leq 2\varphi$$

де  $\alpha$  - кут клина;  $\varphi$  - приведений кут тертя на поверхнях контакту клина зі сполученими деталями.

Для клина з тертям тільки на похилій поверхні умова самогальмування:  $\alpha \leq \varphi$

з тертям на двох поверхнях:

$$\alpha \leq \varphi_1 + \varphi_2$$

Якщо для сталевих поверхонь:

$$f = \operatorname{tg} \varphi_1 = 0,1 \text{ то } \varphi_1 = 5^\circ 43'.$$

$$\text{Або: } f = \operatorname{tg} \varphi_1 = 0,15; \varphi_1 = 8^\circ 30'.$$

Тоді умова самогальмування для клина з тертям на двох поверхнях:  
 $\alpha \leq 11^\circ$  при  $f = 0,1$  або  $\alpha \leq 17^\circ$   $f = 0,15$  [27].

для клина з тертям тільки на похилій поверхні:  $\alpha \leq 5^\circ 43'$  при  $f = 0,1$  або  
 $\alpha \leq 8^\circ 30'$   $f = 0,15$ .

Несамогальмівні клинові механізми використовують в затискних патронах (цангових та власне клинових).

Недоліки клинових механізмів: зосереджений характер прикладення зусилля, низька надійність, яка залежить від характеру клинового з'єднання та великі втрати на тертя. Для усунення цього недоліку шляхом застосування опорних та напрямних роликів тертя ковзання замінюють тертям кочення.

Клинові механізми дозволяють: збільшити початкову силу; змінити напрямок дії сили; забезпечити самогальмування (тобто зберегти силу затиску  $Q$  при припиненні дії сили  $W$ ).

Найчастіше в конструкціях ВП застосовують:

1. Клинові механізми з плоским однокосим клином: а) без роликів (рис.5.5); б) з роликами (рис.5.6)
2. Багатоклинові самоцентрувальні механізми.

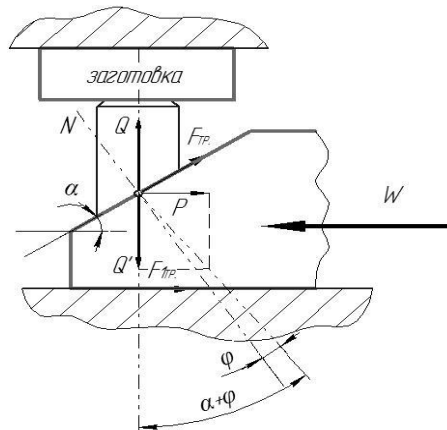


Рис.5.5. Клиновий механізм з плоским односкосим клином

### Розрахунок клинового механізму з односкосим клином

Умова рівноваги клина:  $W = P_p + F_{1TP}$

Де  $P_p = Q \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varphi)$ ;  $F_{1TP} = Q \cdot \operatorname{tg}\varphi_1$ ;

$f = \operatorname{tg}\varphi_1$  - коефіцієнт тертя на похилій площині клина;

$f = \operatorname{tg}\varphi_1$  - коефіцієнт тертя на опорній площині клина;

$$W = Q \operatorname{tg}(\alpha + \varphi) + Q \operatorname{tg}\varphi_1 = Q [\operatorname{tg}(\alpha + \varphi) + \operatorname{tg}\varphi_1]$$

Формула для розрахунку сили  $W$ , яку необхідно прикласти до клина для створення сили затиску  $Q$ :

$$W = Q [\operatorname{tg}(\alpha + \varphi) + \operatorname{tg}\varphi_1]$$

Формула для розрахунку сили  $W$  у випадку використання опорних роликів буде такою:

$$W = Q [\operatorname{tg}(\alpha + \varphi_{\text{пр.}}) + \operatorname{tg}\varphi_{1\text{пр.}}]$$

Де  $\varphi_{\text{пр.}} = \operatorname{arctg} \frac{f \cdot d}{D}$ ,  $\varphi_{1\text{пр.}} = \operatorname{arctg} \frac{f_1 \cdot d}{D}$ ;  $f$  і  $f_1$  - коефіцієнти тертя ковзання на осях роликів відповідно на похилій і опорних площинах;  $d$ ,  $D$  - відповідно діаметри осі і ролика (рис. 5.6).

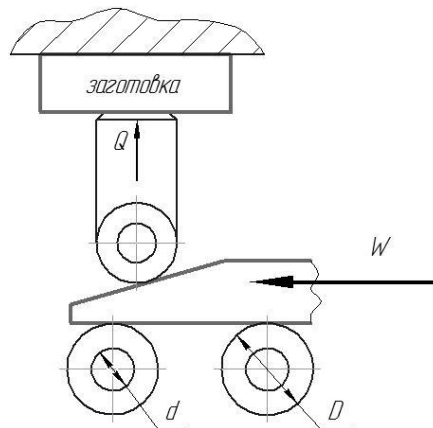


Рис.5.6. Клиновий механізм з опорним роликами

Ефект односкосого клина використовується в клиновому патроні, кулачки якого переміщуються за допомогою повзуна із клиновими пазами. Необхідну силу приводу можна знайти за допомогою розрахункової схеми, вважаючи, що всі сили діють на один кулачок.

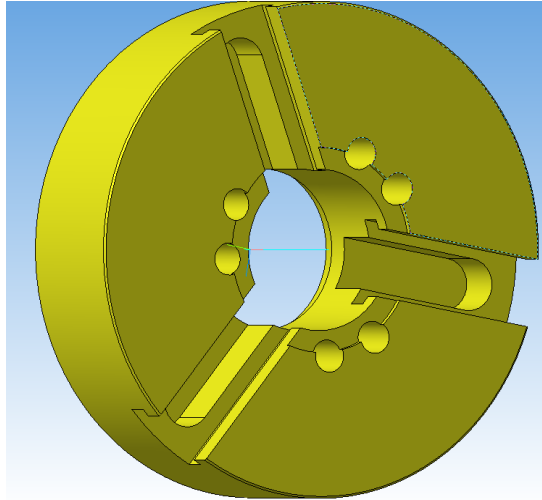


Рис. 5.7. Корпус патрону

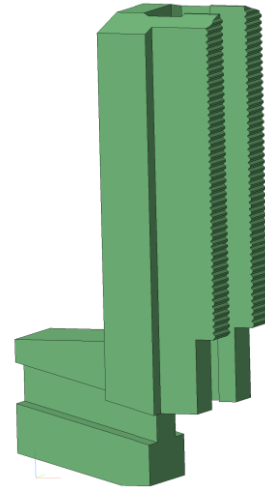


Рис.5.8 Підкулачник затискного патрону, до якого кріпиться затискний кулачок

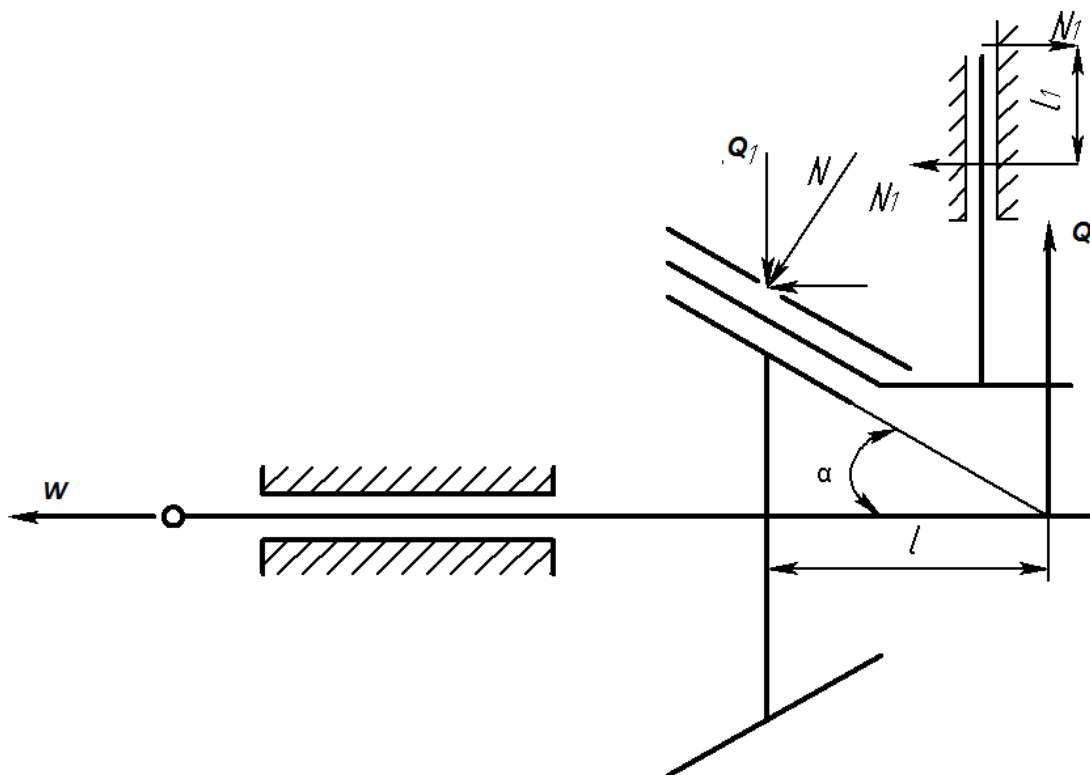


Рис. 5.9. Розрахункова схема клинового затискного патрону

При русі клинової втулки в напрямку дії сили тяги  $W$  на похилій поверхні кулачка виникає сила  $N$ , вертикальна складова якої  $N_1$  повинна врівноважувати силу  $Q$  і сили тертя, що виникають у напрямних кулачка під дією пар сил  $Q_1$ , що виникають внаслідок перекосу кулачків, а горизонтальна складова повинна дорівнювати силі тяги  $W$ . При відсутності втрат на тертя, потрібна сила тяги визначається з виразу:

$$W = Q \cdot \operatorname{tg} \alpha$$

При наявності тертя вектор сили  $N$  відхиляється на величину кута тертя  $\varphi$ , а сила  $Q$  збільшується на величину сил тертя в напрямних для кулачків від сил  $N_1$ . При цьому сила тяги повинна бути

$$W = Q_1 \operatorname{tg}(\alpha + \varphi)$$

Під дією сили  $Q_1$  сумарна сила тертя від пари сил  $N_1$  буде:

$$F_{mp} = 2N_1 f = 3Q_1 \frac{l}{l_1} f_1$$

Оскільки сила затиску

$$W = P_z \frac{d}{f \cdot D}$$

залишається постійною, то вона повинна дорівнювати різниці

$$Q = Q_1 - 3Q_1 \frac{l}{l_1} f_1,$$

тобто

$$Q = Q_1 \left(1 - 3 \frac{l}{l_1} f_1\right),$$

звідки

$$Q_1 = \frac{Q}{1 - 3 \frac{l}{l_1} f_1} = P_z \frac{d}{fD \left(1 - 3 \frac{l}{l_1} f_1\right)}.$$

Отже, формула для визначення сили тяги приводу прийме вигляд:

$$W = P_z \frac{d \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \rho')}{(1 - 3 \frac{l}{l_1} f_1) f \cdot D}$$

Потужність двигуна приводу залежить від величини сили тяги, необхідної для закріплення оброблюваної заготовки та від конструкції передавально - підсилюючого механізму, що служить для зв'язку двигуна з тягою приводу.

У додатку В наведені конструкції затискних патронів.

### Розрахунок клиноплунжерних механізмів

При застосуванні клиноплунжерних механізмів з консольним плунжером (рис.5.10) сила, яку треба прикласти до клина ( $W$ ), щоб створити необхідну силу затиску  $Q$ , розраховується за формулою:

$$W = \frac{Q [\operatorname{tg}(\alpha + \varphi) + \operatorname{tg}\varphi_1]}{1 - \frac{3a}{h} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi) + \operatorname{tg}\varphi_2}$$

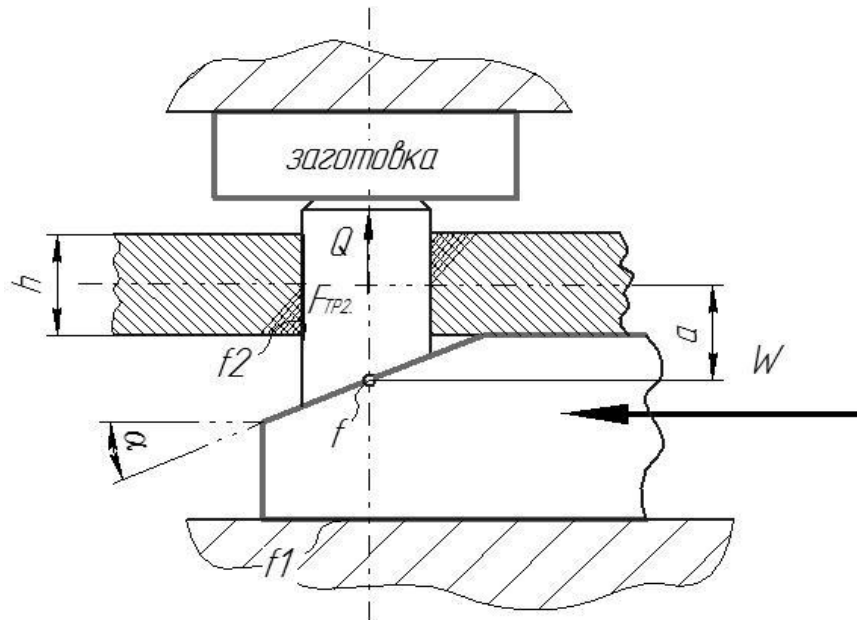


Рис.5.10. Схема клиноплунжерного механізму з консольним плунжером

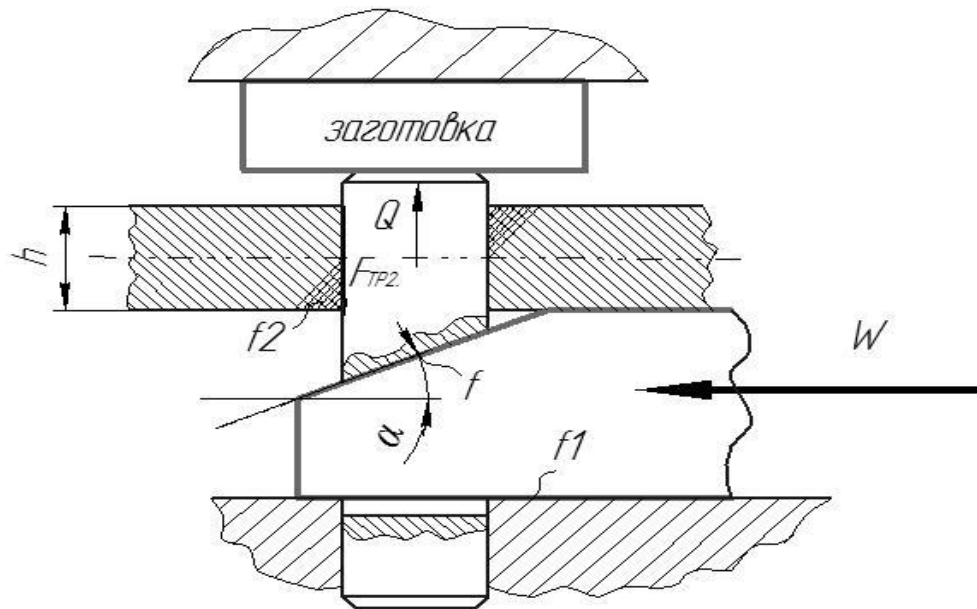


Рис.5.11. Схема клиноплунжерного механізму з 2-х опорним плунжером

При застосуванні клиноплунжерних механізмів з 2-х опорним плунжером (рис.5.11) сила  $W$ , яку треба прикласти до клина, щоб створити необхідну силу затиску  $Q$ , розраховується за формулою:

$$W = \frac{Q [\operatorname{tg}(\alpha + \varphi) + \operatorname{tg}\varphi_1]}{1 - \operatorname{tg}(\alpha + \varphi) + \operatorname{tg}\varphi_2}$$

де  $\operatorname{tg} \varphi = f$  ;  $\operatorname{tg} \varphi_1 = f_1$  ;  $\operatorname{tg} \varphi_2 = f_2$  - коефіцієнти тертя на відповідних поверхнях клина і плунжера.

Методика розрахунку клинових механізмів:

1. Вихідні дані: сила затиску  $Q$  і допуск  $\delta$  на закріплюваний розмір.
2. Вибір принципової схеми клинового механізму і визначення кута  $\alpha$ .
3. Визначення ходу плунжера або затискного елемента

$$H_{\Pi} = \delta + \Delta_{\text{gap}} + \Delta_{\text{изн}} + \frac{Q}{j}$$

Де  $\delta$  – допусковий розмір поверхні затиску, мм;  $\Delta_{\text{gap}} = 0,2 \dots 0,4$  мм - гарантований зазор між поверхнею плунжера і заготовки;  $\Delta_{\text{изн}} = 0,2 \dots 0,5$  мм - запас на зношення затискних і установочних елементів;  $J = (20 \dots 25) \cdot 10^3 \text{ кН / М}$  - орієнтовна жорсткість механізму.

4. Визначення переміщення клина:

$$L_{\text{кл}} = H_{\text{п}} \cdot \text{ctg} \alpha$$

5. Визначення величини сили  $W$  приводу з урахуванням прийнятої конструкції механізму.

### 5.2.3. Гвинтові механізми

Застосовуються для ручного закріплення заготовок в малосерійному виробництві.

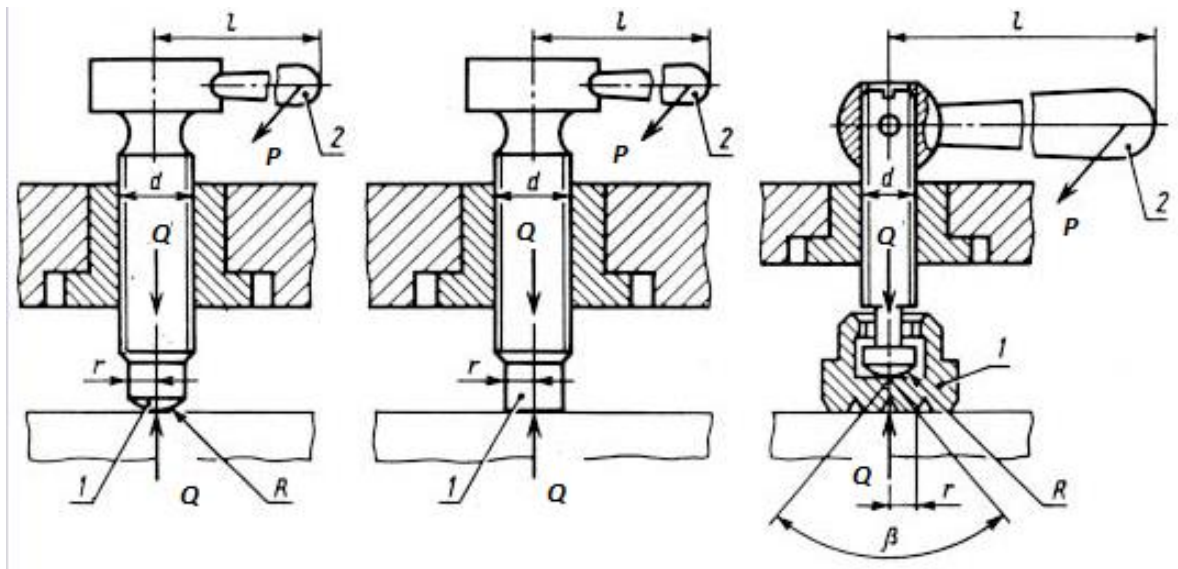


Рис. 5.12. Конструкції гвинтових затискних механізмів [10]: а) зі сферичним торцем; б) з плоским торцем; в) зі сферичним торцем, що впирається в конусне гніздо затискного башмака, 1) гвинт, 2) рукоятка

Переваги гвинтових затискних механізмів:

1. Простота, компактність.
2. Можливість застосовувати стандартизовані вузли.
3. Зручність у налагодженні.
4. Можливість отримувати високу силу затиску при малому зусиллі на приводі.
5. Здатність до самогальмування.

Умова рівноваги системи деталей гвинтового механізму:



$$M_1 = M_2 + M_3$$

де  $M_1$ - момент на ключі,  $M_2$  –момент сил тертя в різьбовому з'єднанні,  $M_3$ - момент сили тертя на опорній поверхні гайки.

При використанні гвинтової пари зусилля робітника, яке необхідно прикласти до рукоятки ключа  $P$  для створення сили затиску  $Q$ , можна розрахувати за наступною формулою:

$$P = Q \frac{1}{l} \left[ \frac{d_{cp}}{2} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_{np}) + \frac{1}{3} \times \frac{D^3 - d^3}{D^2 - d^2} f \right],$$

де  $l$  - виліт ключа;  $d_{cp}$  - середній діаметр різьби;  $\alpha$  - кут підйому різьби ( $2\div 3^\circ$ );  $\varphi_{np}$  - приведений кут тертя в різьбовій парі;  $f$  – коефіцієнт тертя ковзання;  $\varphi_{np} = \operatorname{arctg} \frac{f}{\cos 60^\circ}$ ,  $D$  і  $d$  зовнішній і внутрішній діаметри опорної плоскої шайби чи кільцевої поверхні контакту (рис.5.13.в).

При використанні гвинтових механізмів можливі також інші поверхні контакту (рис.5.13а,б). В залежності від форми поверхонь контакту будуть змінюватись формули для розрахунку моментів тертя та величини моментів.

Для схем контакту, представлених на рис. 5.13 моменти будуть розраховуватись на основі залежності для розрахунку моменту тертя, що діє на кільцевій поверхні (рис.5.13, в):

$$M_{mp} = \left[ \frac{1}{3} Q \cdot f \frac{D^3 - d^3}{D^2 - d^2} \right]$$

Тоді: для схеми рис.5.13а -  $M_{mp} \approx 0$ ; оскільки  $d=0$ , а  $D \approx 0$ ;

для схеми рис.5.13б -  $M_{mp} = \frac{1}{3} W \cdot f \cdot D$  оскільки  $d=0$ , а  $D \neq 0$ ;

Для зручності використання формулу для розрахунку зусилля  $P$  робітника на рукоятці ключа можна представити у загальному вигляді:

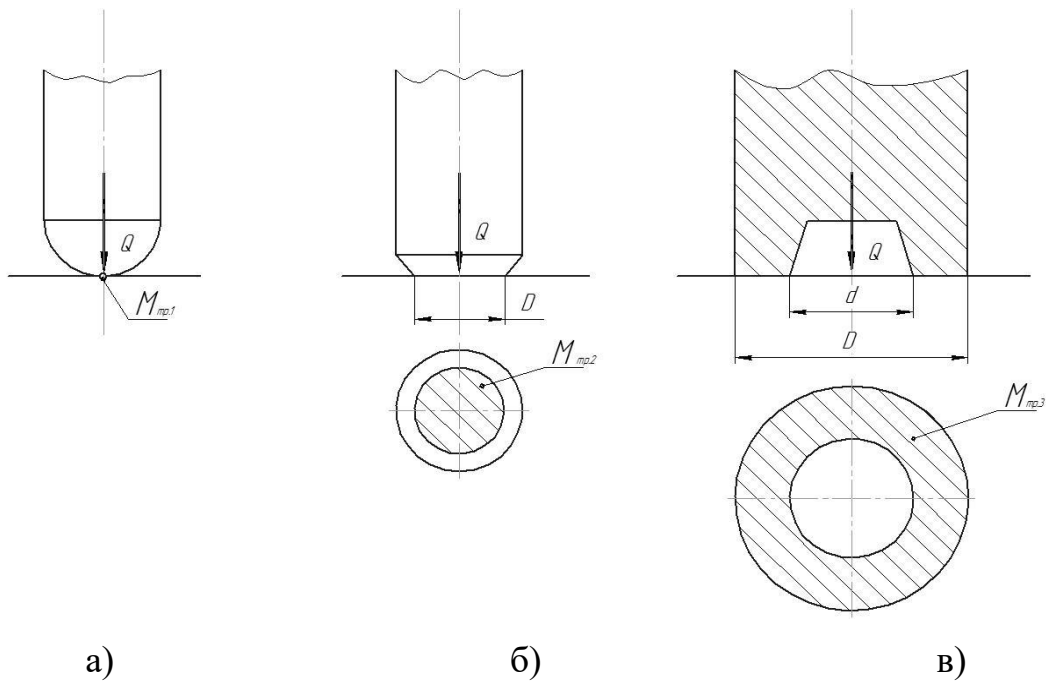


Рис.5.13. Розрахункові схеми для визначення сили затиску гвинта на поверхні затиску при видах контакту: а) точковий, б) пляма, в) кільцевий

$$P = \frac{1}{l} \left[ Q \frac{d_{cp}}{2} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_{np}) + M_{mp} \right]$$

Де  $M_{TP}$ . – момент тертя між торцем гвинта чи гайки та заготовкою.

$$M_{mp} \approx 0; \quad M_{mp} = \frac{1}{3} W \cdot f \cdot D$$

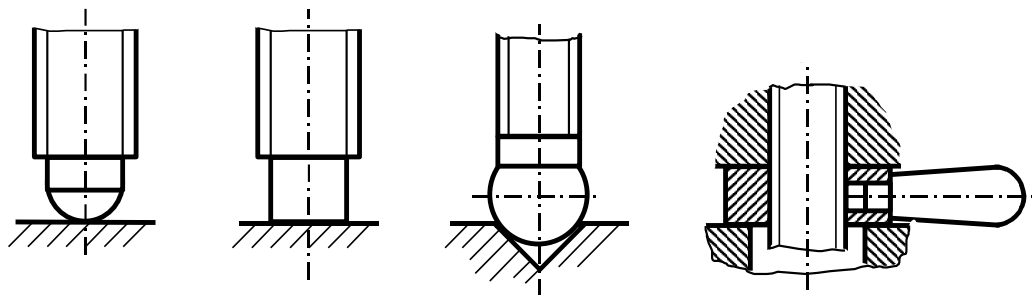


Рис.5.14. Конструктивні елементи та форми поверхонь контакту між торцем гвинта чи гайки і заготовкою [26]

### Розрахунок гвинтових затискних механізмів

Вихідні дані: необхідне зусилля закріплення деталі  $Q$ .

По силі затиску  $Q$  за таблицями [29], вибираємо параметри різьби  $D$ ,  $D_{cp}$ , силу на рукоятці ключа  $P$ .

Визначаємо кут підйому різьби:

$$\alpha = \operatorname{arctg} \frac{t}{\pi d}$$

та приведений кут тертя:

$$\varphi = \operatorname{arctg} \frac{0,1}{\cos \beta} = 6^{\circ}40' \text{ (метрична різьба); } \beta = \frac{60^{\circ}}{2}$$

Виходячи з умов закріплення деталі, визначаємо форму поверхні контакту затискного гвинта.

За відомими параметрами різьби  $D_{cp}$  та сили  $P$  вибираємо стандартний гвинт. За допустимою величиною моменту закріплення перевіряємо стандартну головку гвинта на відповідність вимогам ергономіки.

Визначаємо плече рукоятки (довжину):

$$L = \frac{M}{147 \dots 196} \text{ (мм)}$$

#### **5.2.4. Конструювання і розрахунок клинових цангових механізмів**

Цанги являють собою розрізні пружні гільзи з конічною робочою поверхнею, матеріал яких працює або на розтягнення, або на стиск. Кут конуса цанги -  $30 \dots 40^{\circ}$ . Цанги забезпечують точність встановлення в межах  $0,02-0,05$  мм. Використовують для базування та затиску пруткових та штучних заготовок на верстатах безпосередньо в шпинделі та у ВП.

Переваги: простота конструкції, технологічність виготовлення, висока точність центрування.

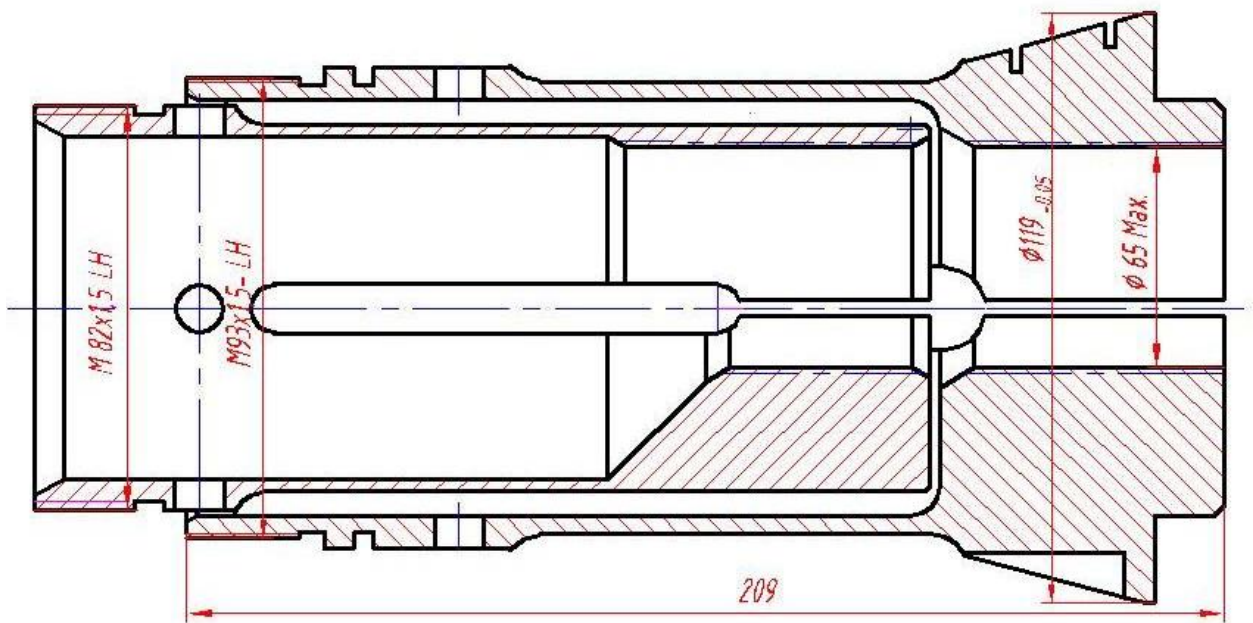


Рис.5.15. Креслення подаючої та затискної цанг автомата 1Б265Н-6К

Недоліки: чутливість до відхилення (до 0,3 мм) від номінального діаметра заготовки, що вимагає наявності комплекту цанг на весь діапазон заготовок верстата, невисока довговічність.

При закріпленні зусилля тяги витрачається на створення зусиль затиску і пружну деформацію пелюсток цанги.



Рис.5.16. Загальний вигляд затискних цанг для пруткових заготовок

Величина зусиль затиску необхідних для надійного закріплення в цанзі може бути розрахована за формулою:

$$Q = \frac{k}{f_1} \cdot \sqrt{\frac{M^2}{r^2} + P_0^2}$$

де  $r$  - радіус базової поверхні заготовки в мм;

$M$  - момент сил різання, що сприймається цанговим пристроєм, в Н·мм;

$P_0$  - осьова сила, що зсуває заготовку, в Н;

$f_1$  - коефіцієнт тертя між заготовкою і цангою;

$k$  - коефіцієнт запасу.

Силу пружності деформації пелюсток цанги знаходять як для консольно закріпленої балки за формулою:

$$Q_1 = \frac{3 \cdot E \cdot J \cdot y}{l^3} \cdot n$$

де  $E$  - модуль матеріалу цанги, в мПа,

$J$  - момент інерції сектора тонкого кільця,  $l$  - довжина пелюстки від місця закріплення до середини конуса цанги в мм,  $n$  - число пелюсток цанги,  $y$  - стріла прогину пелюстки цанги в мм, що дорівнює половині діаметрального зазору між заготовкою та цангою.

Момент інерції пелюстки цанги в свою чергу визначається за формулою:

$$J = \frac{D^3 \cdot \delta}{8} \cdot \left( a_1 + \sin a_1 \cdot \cos a_1 - \frac{2 \cdot \sin^2 a_1}{a_1} \right) [мм^4],$$

де  $D$  - зовнішній діаметр пелюстки в мм,

$\delta$  - товщина стінки пелюстки в мм,

$\alpha_1$  - половина кута сектора пелюстки цанги,

Знаючи величини цих сил, можна визначити силу затяжки цанги за наступними формулами:

- при відсутності осьового упору, який утримує заготовку від осьового зсуву

$$W = (Q + Q_1) \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \phi)$$

де  $W$  - сила затягування цанги в Н,  $Q$  - сила затиску заготовки в Н,  $Q_1$  - сила пружної деформації пелюсток цанга в Н,  $2\alpha$  - кут при вершині конуса цанги,  $\phi$  – приведений кут тертя між цангою по конічній поверхні і корпусом або втулкою,

- при наявності осьового упору виникає сила тертя між губками цанги і заготовкою, тоді

$$W = (Q + Q_1) \cdot [\operatorname{tg}(\alpha + \phi) + \operatorname{tg}\phi_1]$$

де позначення параметрів ті ж, що і у наведеній вище формулі,  $\phi_1$  - кут тертя між губками цанги і заготовки.

Для спрощення підрахунку сили пружної деформації пелюсток цанги в типових випадках можуть бути використані наступні розрахункові формули (при  $E = 22000$  МПа та  $\delta = \Delta/2$ ):

для трьохпелюсткової цанги:

$$Q_1 = 600 \cdot \frac{\Delta \cdot D^3 \cdot \delta}{l^3},$$

для чотирьохпелюсткової цанги:

$$Q_1 = 200 \cdot \frac{\Delta \cdot D^3 \cdot \delta}{l^3},$$

де  $\Delta$  - діаметральний зазор між пелюсткою цанги і заготовкою в мм.

При виконанні перевірного розрахунку для універсального цангового затиску, знаючи силу затяжки цанги, можна визначити створювану силу закріплення заготовки за такими формулами:

- без осьового упору:

$$Q = \frac{W}{\operatorname{tg}(\alpha + \phi)} - Q_1$$

- при наявності осьового упору:

$$Q = \frac{W}{\operatorname{tg}(a + \varphi) + \operatorname{tg}\varphi_1} - Q_1$$

Знайдене значення повинно бути порівняно з потрібним зусиллям затиску при заданих режимах різання. Якщо розрахункове значення більше або дорівнює необхідному зусиллю, то наявний цанговий затиск може бути застосований у даному конкретному випадку. Якщо ж нерівність не виконується, то необхідно змінити режими різання в сторону зменшення і, при нових режимах, знову підрахувати потрібну силу затиску.

При розрахунку цангових елементів, що входять до складу розтискних оправок або для спеціальних цангових пристроїв необхідно користуватися [3, 18, 29].

У [10] розглянуті також питання жорсткості цангових затискачів, точності оброблення із застосуванням цангових затискних пристроїв, а також питання технології виготовлення цанг і їх контролю.

Цангові затискні пристрої часто мають механізований привід (пневматичний, гідравлічний та ін.) У цьому випадку по силі затиску цанги повинні бути розраховані відповідні приводи або різьбові силові механізми.

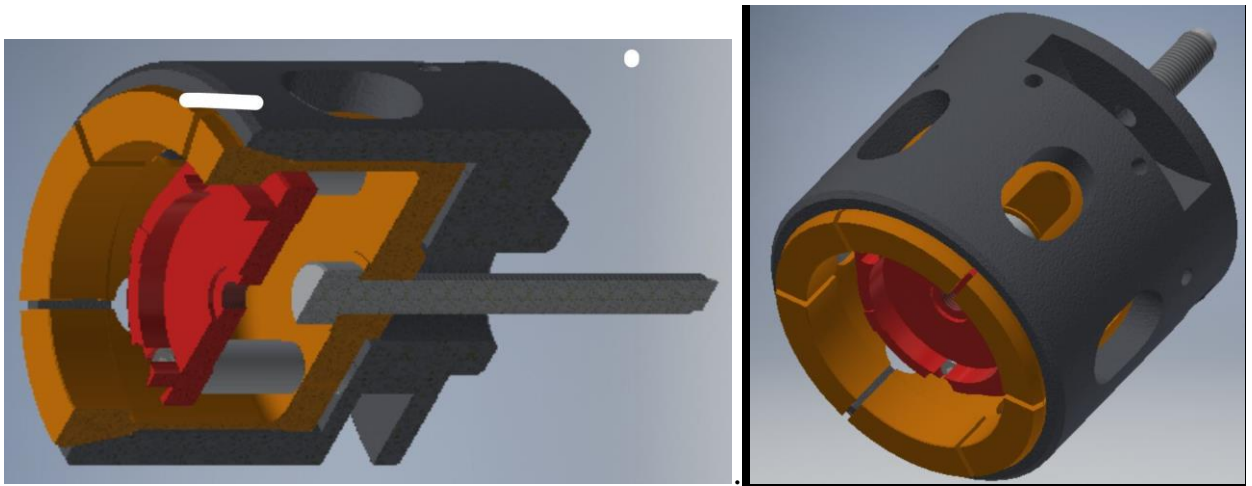


Рис. 5.17.Цанговий патрон для штучних заготовок

### 5.2.5. Шарнірно-важільні механізми

Шарнірно - важільні механізми застосовуються в тому випадку, коли для закріплення заготовки потрібна велика сила. Вони здатні збільшувати силу, створювану на штоку приводу, в кілька разів (більше ніж у 3 рази).

Переваги:

- простота конструкції;
- виграш у силі або переміщенні;
- можливість прикладення зусилля затиску у важкодоступному місці;
- технологічність, зручність та надійність;
- великий хід затискного елемента.

Недоліки:

- відсутнє самогальмування;
- складність закріплення тонкостінних заготовок та заготовок із зниженою жорсткістю.

Спочатку розглянемо чисто важільні механізми. Основні деталі важільного затискного механізму: 1. Важелі. 2. Вісь. 3. Опори.

#### Основні конструкції важільних затискних механізмів

У верстатних пристроях широкого поширення набули прихвати (див. схему), що представляють собою одно-або двоплечі важелі, що приводяться в дію силою, яка створюється гвинтом, гайкою або ексцентриком. Затискні прихвати можна об'єднувати для того, щоб закріплювати заготовку у кількох місцях або щоб закріплювати кілька заготовок.

На рис. 5.18 наведені види важільних затискних механізмів . Умовні позначення:  $W$  – вихідна сила;  $Q$  – сила затиску;  $R$  – реакція в опорі важеля;  $r$  – радіус осі важеля;  $l$ ,  $L$  – плечі важелів;  $f$  – коефіцієнт тертя. Виготовляють важелі і прихвати з конструкційних сталей ГОСТ 1050-78 або зі Сталі 20, 35, 45 з цементацією на глибину 2 мм; HRC 54...60 – маловуглецеві сталі; HRC 40...45 – середньовуглецеві сталі. Конструкції елементів прихватів і важелів багато в чому стандартизовані.



Порівнявши наведені типові конструкції важелів (рис. 5.18) за їх ефективністю затиску, можна зробити наступний висновок.

Схема рис 5.18 а – найменш ефективна,  $K_{\Pi} < 1$ ;

Схема рис.5.18 б–  $T_{\Sigma} \geq S_{\Sigma}$  більш ефективна;

Схема рис 5.18 в –  $T_{\Sigma} \gg S_{\Sigma}$  найбільш ефективна.

Розрахунок сил затиску без урахування сил тертя на основі рівняння рівноваги відносно опори:

$$\sum M_0 = 0: \quad -W \cdot l_2 + Q \cdot l_1 - f \cdot R \cdot r = 0$$

Для важелів, наведених на рис. 5.18 сила затиску визначається так:

$$\text{Для схеми рис 5.18 а: } Q = \frac{W \cdot l}{L};$$

$$\text{Для схеми рис.5.18 б: } Q = \frac{W \cdot l}{L-l}$$

$$\text{Для схеми рис 5.18 в: } Q = \frac{W \cdot L}{L-l}$$

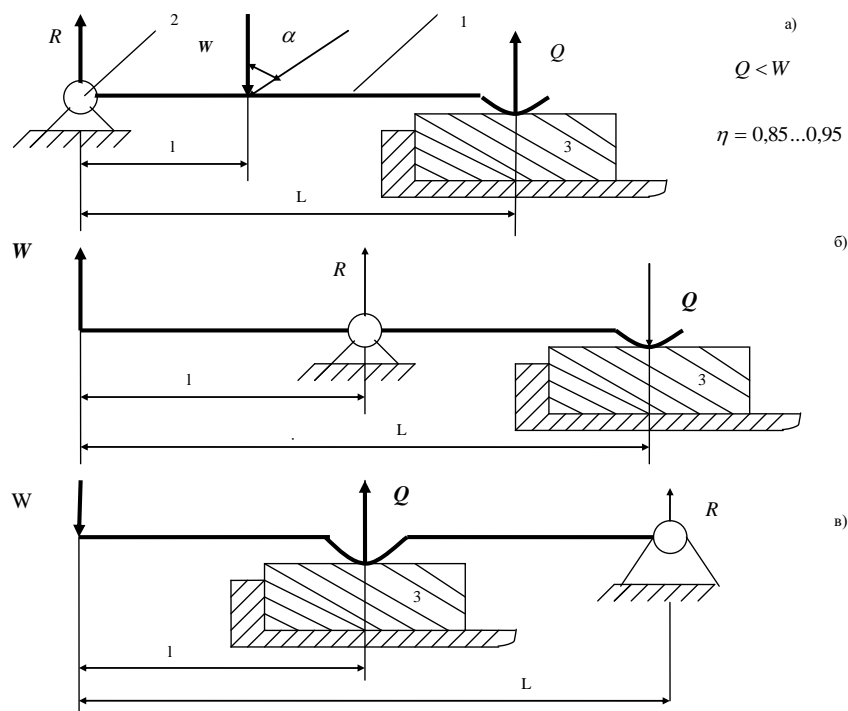


Рис.5.18. Розрахункові схеми типових важелів: а) сила приводу і затиску з однієї сторони від опори, б) сила приводу і затиску з різних сторін від опори, в) сила приводуна кінці важеля і сила затиску з однієї сторони від опори, 1- важіль, 2-опора, 3- деталь

З урахуванням втрат на тертя в опорі важеля силу затиску можна визначати за формулою:

$$\text{Для схеми рис. 5.18 а: } Q = \frac{W \cdot l - f \cdot R \cdot r}{L};$$

$$\text{Для схеми рис. 5.18 б: } Q = \frac{W \cdot l - f \cdot R \cdot r}{L - l}$$

$$\text{Для схеми рис. 5.18 в. } Q = \frac{W \cdot L - f \cdot R \cdot r}{L - l}$$

Для затискного патрона (рис.5.19, рис. 5.20) силу затиску можна визначати за формулою:

$$Q = \frac{W \cdot l_2 - f \cdot R \cdot r}{l_1}$$

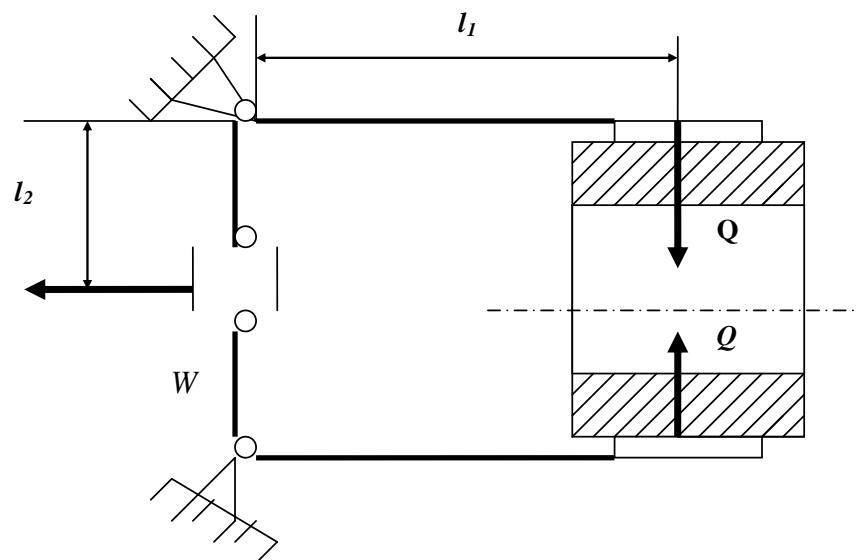


Рис.5.19 Розрахункова схема важільного патрона

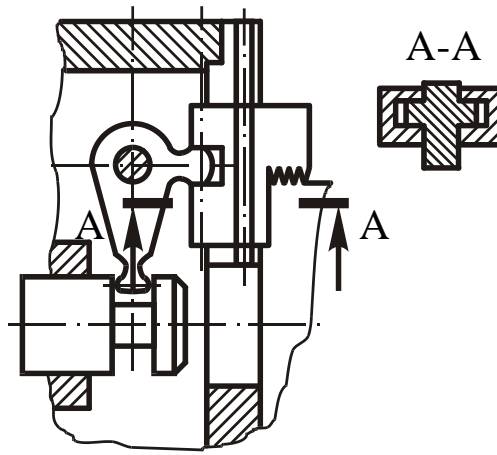


Рис. 5.20. Конструкція важільного затискного патрона

### 5.2.6. Розрахунок шарнірно - важільних затискних механізмів

В ідеальному одноважільному механізмі (без урахування сил тертя) рівнодіюча сила  $R$  передається від ролика (повзуна) до шарніру вздовж важеля, у такому випадку  $N = \frac{W}{\operatorname{tg} \alpha}$  або  $W = N \cdot \operatorname{tg} \alpha$ .

В реальному механізмі виникає тертя в шарнірі та на осі з радіусом  $r$  ролика – повзуна, внаслідок чого рівнодіюча  $R$  буде відхилитись додатково на кут  $\beta$  і тому

$$N = \frac{W}{\operatorname{tg}(\alpha + \beta) + \operatorname{tg} \varphi_{np}} \quad \text{або}$$

$$W = N [\operatorname{tg}(\alpha + \beta) + \operatorname{tg} \varphi_{np}]$$

Де  $\varphi_{np}$  - кут тертя на осі ролика – повзуна

$$\operatorname{tg} \varphi_{np} = f \cdot \frac{d}{D} ;$$

( $f \approx 0,1 \div 0,15$  - коефіцієнт тертя ковзання),

$d, D$  - відповідно діаметри осі і ролика – повзуна

$$\beta = \arcsin \frac{2r \cdot f}{l}$$

$r$  - радіус осі шарніра,  $f$  - коефіцієнт тертя ковзання ( $f \approx 0,1 \div 0,15$ ).

Враховуючи те, що  $N = \frac{Q \cdot l_2}{l_1 \cdot \eta}$ , після підстановки формула для розрахунку сили  $W$  буде такою

$$W = \frac{Q \cdot l_2}{l_1 \cdot \eta} [tg(\alpha + \beta) + tg\varphi_{np}]$$

Особливостями двоважільних механізмів (рис.5.21), у порівнянні з одноважільними, будуть: відсутність ролика – повзуна і розподіл сили  $W$  на 2 важелі, тобто на кожний буде діяти сила  $\frac{W}{2}$ .

З урахуванням зазначених особливостей формули для розрахунку двоважільних механізмів будуть такими:

$$\frac{W}{2} = N \cdot tg(\alpha + \beta) \text{ або } W = 2 \cdot N \cdot tg(\alpha + \beta)$$

$$\text{або } W = 2Q \cdot \frac{l_2}{l_1 \cdot \eta} \cdot tg(\alpha + \beta)$$

Де  $\eta = (0,9 \div 0,95)$  - коефіцієнт, що враховує тертя в шарнірі важільного механізму.

Такі механізми називають підсилювачами, тому що вони забезпечують великі коефіцієнти підсилення початкової сили (при  $\alpha = 20^\circ$  передавальне відношення дорівнює  $i = 2,7$ ; при  $\alpha = 5^\circ$   $i = 11,2$ ), але їх недоліком є те, що коливання розміру заготовки викликає зміну кута  $\alpha$ , а отже, непостійну силу затиску, що викликає появу похибки закріплення.

Отже, у таких механізмах із зменшенням кута  $\alpha$  коефіцієнт підсилення буде збільшуватись. При незмінній силі  $W = const$  та при наближенні  $\alpha$  до нуля ( $\alpha \rightarrow 0$ ),  $tg\alpha \rightarrow 0$ , а сила  $N$  може теоретично зростати до нескінченності ( $N \rightarrow \infty$ ).

Для уникнення руйнування таких механізмів слід уникати значень  $\alpha < 5^\circ$ .

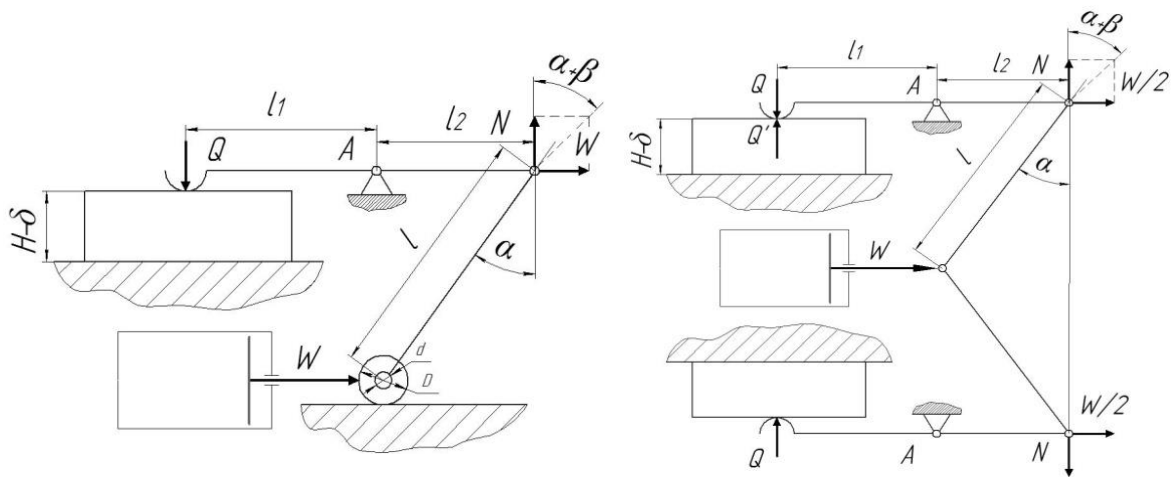


Рис. 5.21. Схеми шарнірно-важільних механізмів: одноважільного та двоважільного двосторонньої дії

### 5.3. Захватні пристрої роботів

#### 5.3.1. Класифікація і особливості хватних пристроїв роботів

Захватні пристрої (захвати або схвати) промислових роботів і маніпуляторів служать для захоплення і утримання в певному положенні об'єктів маніпулювання. Ці об'єкти можуть мати різні розміри, форму, масу і мати різноманітні фізичні властивості, тому хватні пристрої відносяться до числа змінних елементів роботів, тобто до їх оснащення. Як правило, роботи комплектують типовим для даної моделі хватним пристроєм, який може замінюватись у залежності від вимог конкретної технологічної операції або завдання. Іноді на типовий хват встановлюють змінні робочі елементи (губки, присоски і т.п.). При необхідності роботи оснащують спеціальними хватними пристроями, призначеними для виконання певних операцій.

До хватних пристроїв пред'являються вимоги загального характеру, а також спеціальні, пов'язані з конкретними умовами роботи. До числа обов'язкових вимог відносяться:

- надійність захоплення й утримання об'єкта в процесі розгону і гальмування рухомих вузлів робота;
- стабільність і точність базування;

- неприпустимість пошкоджень або руйнування об'єктів;
- забезпечення достатньої сили захоплення без порушення поверхні деталей;

- створення, в разі необхідності, додаткових рухів.

До мобільних роботів для маніпулювання небезпечними об'єктами, що працюють в умовах непередбачуваних ризиків, пред'являються додаткові вимоги:

- широкодіапазонність (можливість захоплення і базування деталей у широкому діапазоні маси, розмірів і форми);

- забезпечення захоплення близько розташованих деталей;

- легкість і швидкість заміни (аж до автоматичної).

Механічні пристрої є найбільш поширеними конструкціями, які мають багато виконань. Всі вони складаються із таких основних частин: привід, проміжні передачі, важелі із затискними елементами, корпусні та базові деталі, інформаційно-вимірювальні елементи. Найбільш розповсюджені захвати з пневматичними, гідравлічними та електричними приводами. Конструктивно двигун приводу може бути вмонтованим у захват, або винесеним на іншу ланку робота. Як проміжні передачі використовують важільні, клинові, зубчасто-рейкові, гвинтові та інші механізми. По кількості механізмів, що використовуються, вони поділяються на прості (з одним механізмом) та комбіновані (з декількома механізмами).

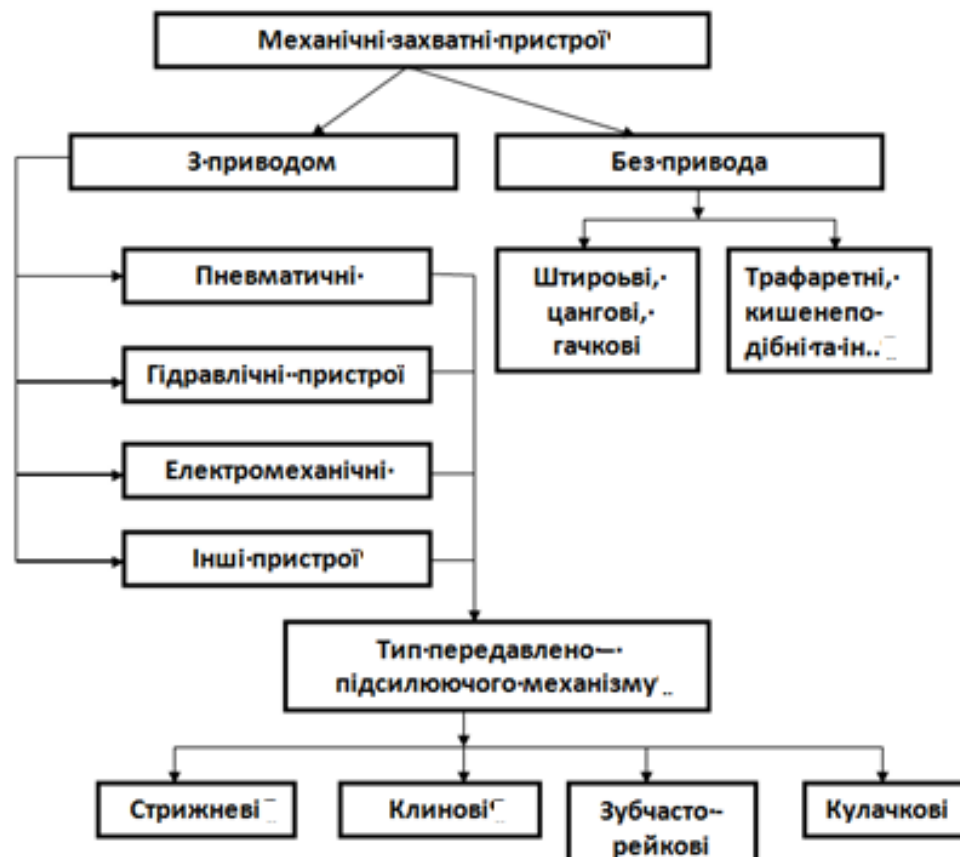


Рис. 5.22. Класифікація механічних захватних пристроїв

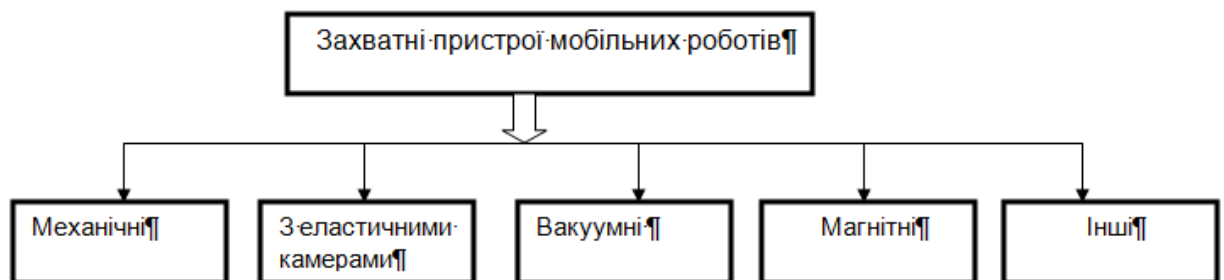


Рис. 5.23. Класифікація захватних пристроїв за принципом дії

Затискні елементи розподіляються по формі і розмірах відповідно до характеристик деталей, які утримуються. Рух затискних елементів може бути поступальним або обертальним.

Із найбільш типових (рис.5.23) механічних конструкцій захватних пристроїв можна виділити такі:

1. Захвати з пружно-силовим затиском деталей за рахунок деформації пружних ланок, тобто без індивідуального приводу, або з приводом тільки на розтискування деталі.
2. Захвати із важільно-шарнірними механізмами, де поступальний рух тяги приводу перетворюється в обертальний рух затискних важелів.
3. Захвати із зубчасто-рейковою передачею.
4. Захвати із клинковою передачею.
5. Захвати із плоско-паралельним рухом затискних губок для утримання плоских деталей.
6. Захвати із змінними затискними елементами.

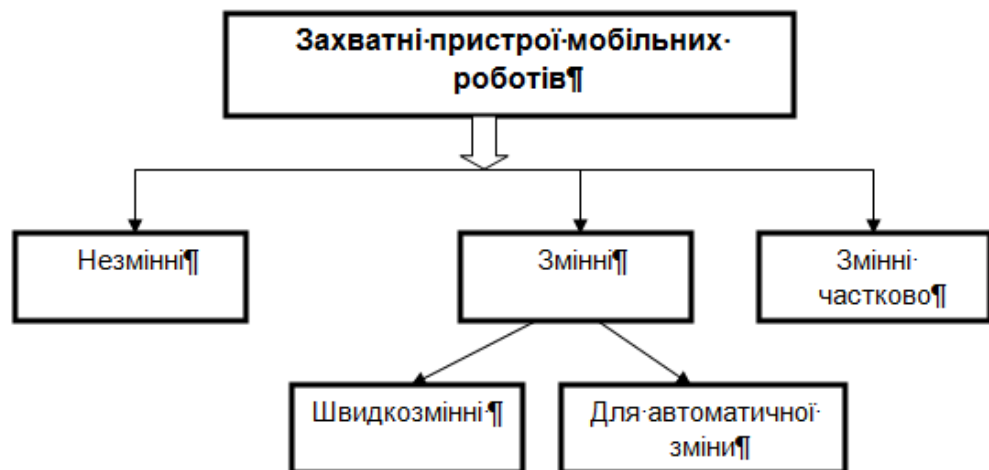


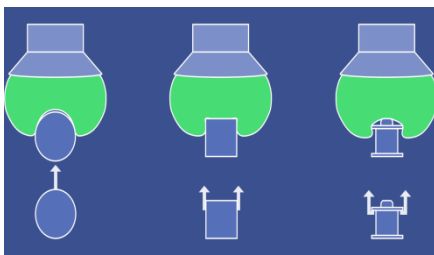
Рис. 5.24. Класифікація захватних пристроїв за характером кріплення

Захватні пристрої забезпечують силовий вплив на об'єкт завдяки використанню різних фізичних ефектів (рис.5.25а). Найбільш поширені вакуумні та магнітні захватні пристрої. Наприклад, пасивний універсальний захват включає масу гранульованого матеріалу, укладеного в пружну мембрану (рис.5.25б). Використовуючи комбінацію позитивного та негативного тиску, захват може швидко захопити і звільнити широкий діапазон об'єктів, які зазвичай вимагають звичайних універсальних захватів,

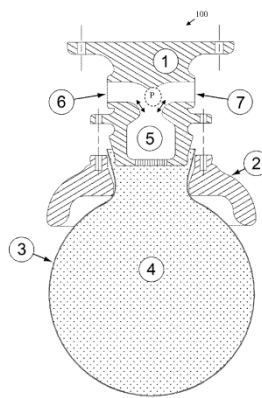


таких як плоскі об'єкти, м'які предмети або предмети зі складною геометрією. Захват пасивно відповідає формі об'єкта, потім вакуум-твердне, щоб міцно захопити його; далі, використовуючи позитивний тиск, щоб змінити цей перехід, звільнює об'єкт і повертається у деформований стан. Апарат дозволяє швидко звільняти об'єкти з захвату, а також істотно малий час на відновлення між затиском і захопленням [24].

При проектуванні захватних пристроїв необхідно враховувати, що робот встановлює деталь на верстат однієї форми і розмірів, а після обробки забирає деталь іншої форми і розмірів. Для деталей обертання використовують захватні пристрої, які дозволяють утримувати деталі різних діаметрів з незмінним положенням їх центрів. Це досягається використанням затискних важелів зі спеціальним профілем. Якщо деталь має значну довжину, то необхідно використовувати захвати з двома парами затискних важелів.



а)



б)



в)

Рис.5.25. Пасивний універсальний захват: а) схема захоплення, б) конструкція, в) зовнішній вигляд

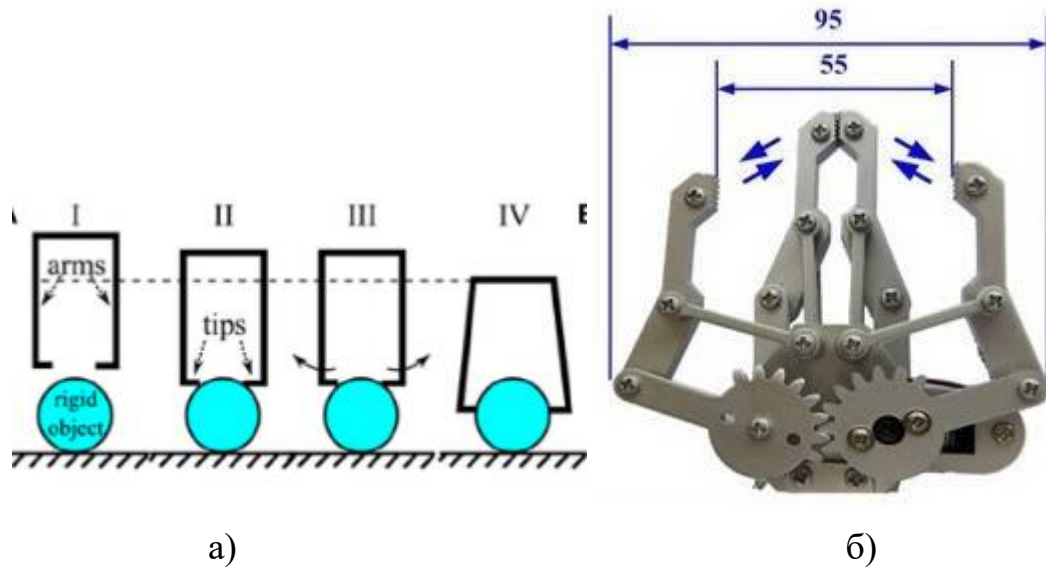


Рис.5.26. Приклад захвату робота із: пасивним м'яким захватом (а), важільно-шарнірними механізмом (б), де обертальний приводу перетворюється в обертальний рух затискних важелів

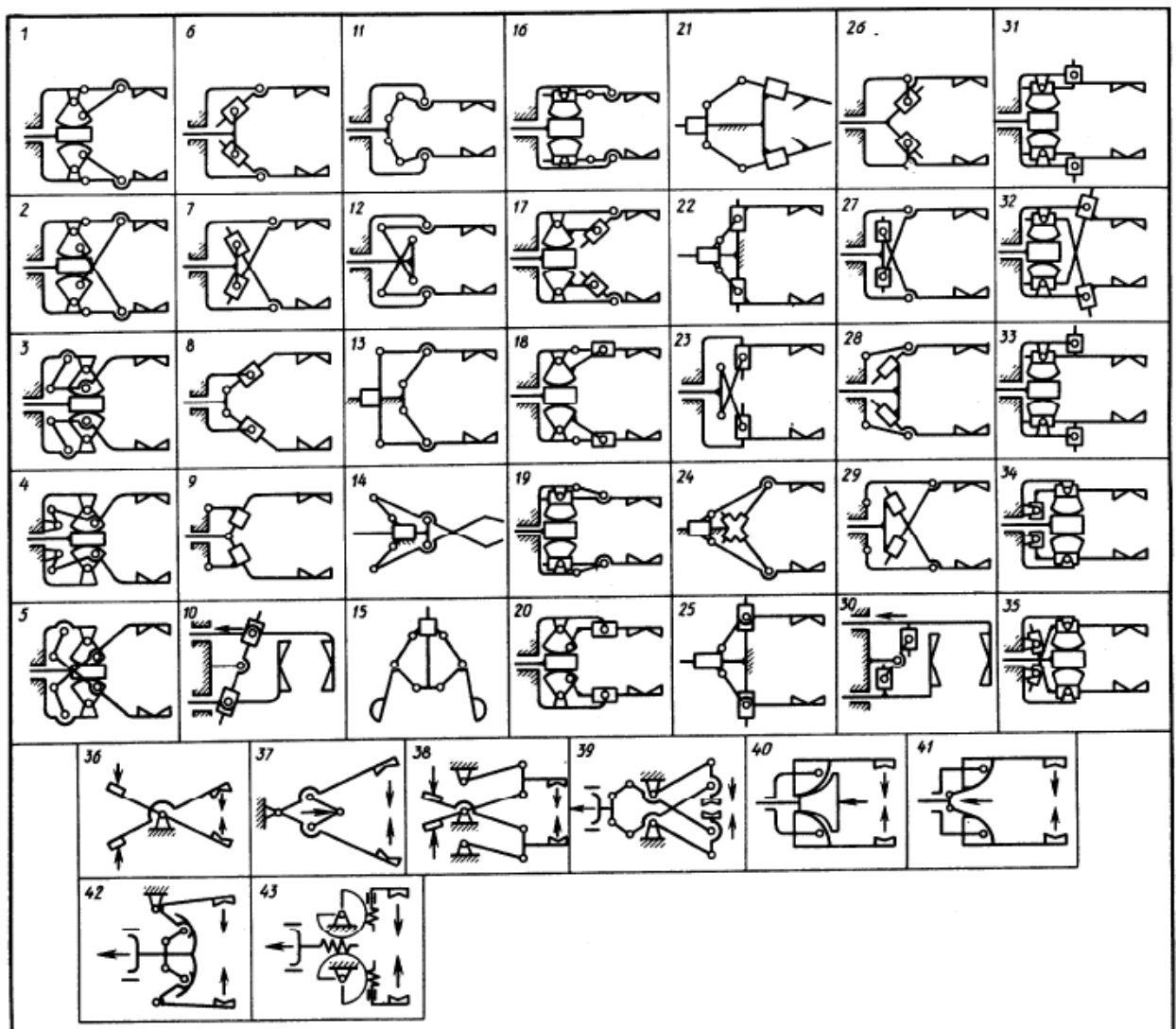
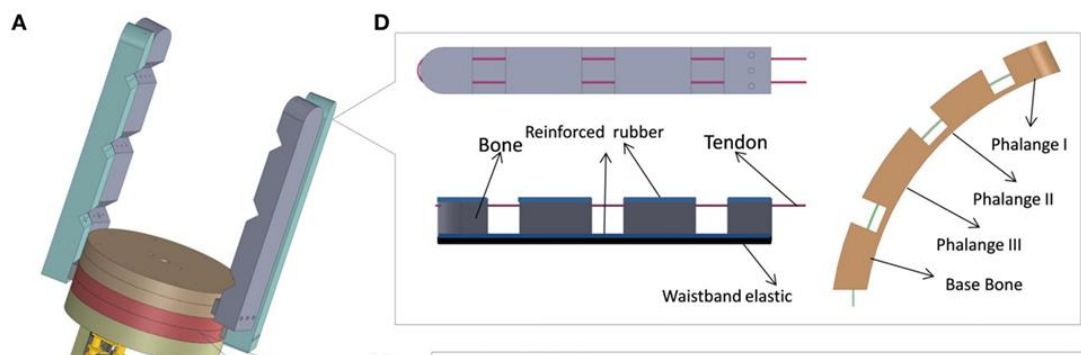
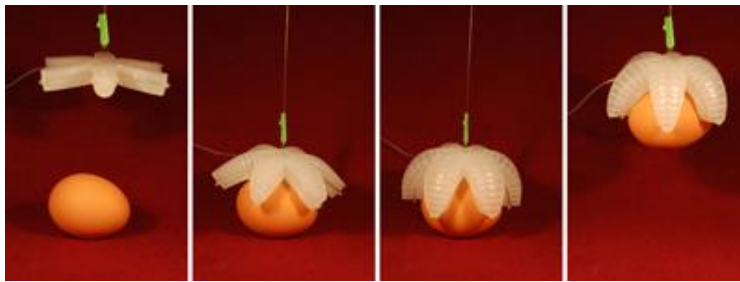


Рис.5.27. Типові конструкції захватів роботів [13]



a)



б)



в)

Рис. 5.28. Адаптивні захватні пристрої: а) двохпалі з активним тросовим механізмом привода ланок; б) адаптивний; в) з тактильним щупом.

Адаптивний захватний пристрій інтелектуального робота, містить кінематично зв'язані з приводом губки, принаймні на одній з яких встановлено датчики затискного зусилля, зв'язані з блоком керування приводом губок, у губках з можливістю обертового переміщення встановлені роликподібні рухливі елементи, кожний з яких пружно зв'язаний за допомогою зворотної циліндричної пружини з відповідною губкою (рис.5.28 б).

На рисунку 5.28 а представлено пальцевий захватний пристрій, оснащений датчиками, які дають можливість визначити розміри, форму і просторове положення об'єкта маніпулювання. У вихідному положенні пальці 6, що мають в середній частині пружні вставки у вигляді плоских пружин 4 з наклеєними на них тензорезисторами і концентрично розміщені в променях плоскої фігурної пружини 5, висунуті назовні пружинами 1, що забезпечує замикання контактних пар 2 виступами, що є на них. ЗП переміщують в зону передбачуваного розташування захоплюваного об'єкта і подають команду на опускання. Пальці, які потрапили на площу об'єкта 7,

утоплюються, що призводить до розмикання відповідних контактів 2. Після опускання ЗП подається команда на переміщення штока 3, який деформує багатопрорізову пружину 5, чим викликається пружний розворот нижніх частин пальців і захоплення об'єкта. За співвідношенням розімкнутих контактів 2 і величиною вихідного сигналу, який знімають з відповідних тензорезисторів, визначають розмірні параметри об'єкта, його форму, зміщення від центру ЗП. Розміщення пальців в плоскій пружині забезпечує можливість захоплення нежорстких і крихких об'єктів [13].

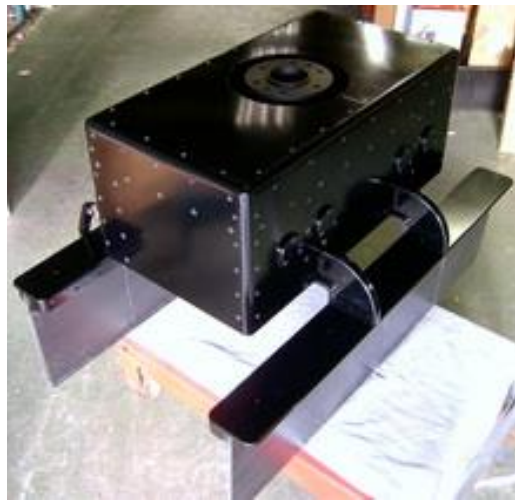


Рис.5.25. Затискні захвати промислового робота

### 5.3.2. Розрахунок захватів промислових роботів

Умова утримання корпусної деталі в захваті за рахунок сил:

$$2F_T \geq G + F_D \text{ або } 2F_T = k(G \pm F_D)$$

де  $k = 1,5 \dots 2$  - коефіцієнт запасу;  $F_T$  - сила тертя між деталлю і губками захвату;  $G = mg$  - сила тяжіння;  $m$  - маса деталі;  $F_D = ma$  - динамічна сила, пов'язана з прискоренням  $a$  захоплення (сила інерції);  $g$  - прискорення вільного падіння.

Запишемо останню рівність у розгорнутому вигляді:

$$N \cdot f = k \cdot m \cdot (g + a) \text{ або}$$

$$2F_3 f = k \cdot m \cdot (g + a)$$

де  $N = F_3$  - нормальна реакція;  $F_3$  - сила затиску об'єкта губками захвата.

Ця формула відповідає випадку, коли вектори сил  $G$  і  $F_D$  спрямовані в одну сторону, тобто складаються (захват з об'єктом рухається вертикально вгору з прискоренням  $a$ ). Приймавши максимальне значення коефіцієнта  $k = 2$ , отримаємо формулу для розрахунку зусилля затиску деталі, що забезпечує його утримання в захваті:

$$F_3 = f \cdot k \cdot m \cdot (g + a)$$

де  $f$  - коефіцієнт сухого тертя ковзання між об'єктом і губками захвата.

Для сталі і губок без насічки слід брати  $f = 0,15$ , а для рифлених губок  $f = 0,35$ . У разі горизонтального розташування захвату сила тяжіння об'єкта  $G$  компенсується виступаючими крайками захвату, і тому враховується тільки сила інерції  $F_D$ .

При переміщенні по горизонталі формула буде мати вигляд

$$F_3 = f \cdot m \cdot a$$

де  $a$  - прискорення захвату.

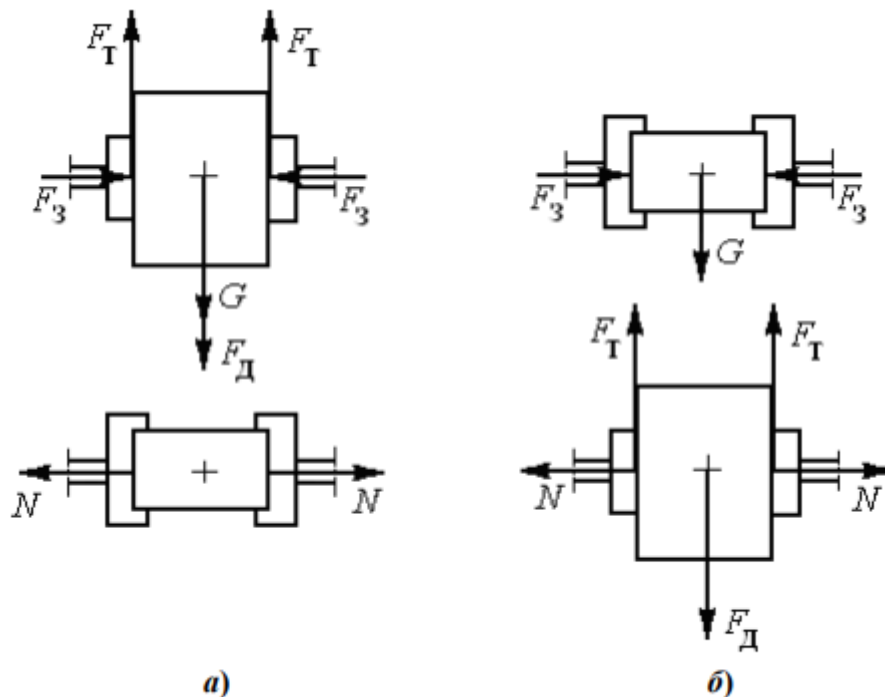


Рис.5.26 . Розрахункова схема схвату для призматичних об'єктів

Для об'єктів типу тіл обертання розглянемо аналогічну задачу - утримання в захваті циліндричної деталі (валика). Умова утримання валика в захваті з однією призматичною губкою:

$$F_{T1} + 2F_{T2} \geq (G + F_D)$$

$$\text{Або } F_{T1} + 2F_{T2} = k(G + F_D)$$

де  $F_{T1} = N \cdot f$  – сила тертя в контактів валика з плоскою губкою;  
 $F_{T2} = N_1 \cdot f$  – сила тертя при контакті валика з призматичною губкою;  $N = F_3$   
;  $N_1 = F_3 \sin 45^\circ = 0,7 F_3$ .

В розгорнутому вигляді рівняння матиме вигляд:

$$N \cdot f + 2N_1 \cdot f = k \cdot m \cdot (g + a) \text{ або } f(F_3 + 1,4F_3) = k \cdot m \cdot (g + a)$$

Зусилля затиску валика в захваті з однією призматичною губкою

$$F_3 = k \cdot m \cdot (g + a).$$

При горизонтальному положенні захвату і валика враховуємо тільки силу інерції, і тому

$$F_3 = k \cdot m \cdot a$$

Для випадку з двома призматичними губками вищевказані рівняння запишуться так:

$$F_3 = f \cdot k \cdot m \cdot (g + a) \text{ та } F_3 = f \cdot k \cdot m \cdot a$$

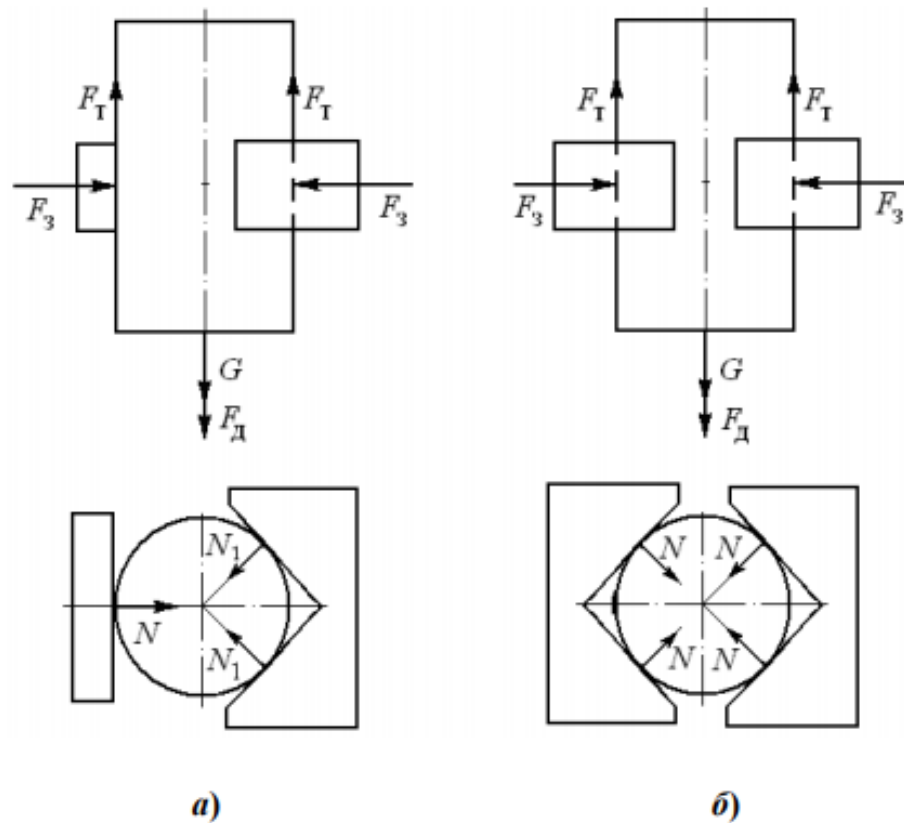


Рис.5.27. Розрахункова схема схвату для об'єктів типу «тіла обертання»

#### 5.4. Приклади розрахунку верстатних пристроїв

**Приклад 1.** Розрахунок затискної системи ВП з пневматичним приводом і клино - важільним механізмом (рис.5.28) [30].

Вихідні дані: необхідне зусилля затиску  $T_{\Sigma}$ ,  $\delta$  - допуск на розмір поверхні затиску

1. Вибір схеми важільного механізму.
2. Визначення ходу затискних елементів

$$h_{зз} = \delta + \Delta_{зоп} + \frac{T_{\Sigma}}{J} + \Delta y_{зз}; \quad J = 14500 \dots 25000 \text{ кН / М}$$

де  $\Delta y_{зз}$  – запас на зношення затискних елементів,  $\Delta y_{зз} = 0,2 \dots 0,4$  мм



3. За розрахунковою схемою пристрою (відомі плечі  $l_1$ ) визначаємо силу приводу і хід приводу. З рівняння рівноваги важеля визначаємо реакцію в опорі.

4. Знаходимо діаметр опори важеля з умови міцності на згинання.

$d \geq 0,226\sqrt{R} \text{ мм}$  (округлюємо в більшу сторону до величини, кратної 5 або 10), де  $R$  – реакція, Н.

5. Визначення ширини важеля:  $b \approx d$ .

На згинання важіль зазвичай не розраховують (тільки тоді коли  $L > (10...15) \cdot d$ .)

6. За обраним значенням сили на приводі та за величиною ходу приводу вибирають тип приводу.

Приклад розрахунку.

Вихідні дані:  $T_{\Sigma} = 9800 \text{ Н}$ ,  $\delta = 0,2 \text{ мм}$ ,  $l_1 = l_2$ ,  $\eta = 0,95$ .

Визначення ходу затискного елемента:

$$h_{zs} = 0,2 + 0,3 + \frac{9800}{19600} + 0,3 = 1,3 \text{ мм}$$

$$Q = 9800 \frac{l_2}{l_1 \eta} = \frac{9800 \cdot 1}{1 \cdot 0,95} = 10316 \text{ Н} \quad (\text{із умови рівноваги})$$

Визначаємо хід плунжера:

$$h_{pl} = \frac{h_T}{l_2/l_1} = \frac{1,3}{1/1} = 1,3 \text{ мм}$$

Визначаємо реакцію в опорі:

$$\sum y = 0: \quad -9600 + R - 10316 = 0$$

$$-T_{\Sigma} + R - Q = 0$$

$$R = 20116 \text{ Н}$$

Визначаємо діаметр опори:  $d \geq 0,226\sqrt{20116} = 32 \text{ мм}$

Приймаємо:  $d = 35 \text{ мм}$

Ширина важеля:  $b = d = 32 \text{ мм}$

II. Розрахунок клино-плунжерного механізму:

$$Q = 10316 \text{ Н} \quad \alpha = 10^\circ$$

$$y_{II} = 1,3 \text{ мм} \quad \varphi = 5^\circ 50' \quad \varphi_{2np} = 11^\circ \quad \text{– приведений кут тертя.}$$

Визначаємо хід клина:  $y_{кл} = 1,3 \cdot ctg 10^\circ = 7,37 \text{ мм}$

$$S_{\Sigma} = \frac{10316}{\frac{1 - tg(10 + 5^\circ 50') tg 11^\circ}{tg(10 + 5^\circ 50') + tg 5^\circ 50'}} = 3258 \text{ Н}$$

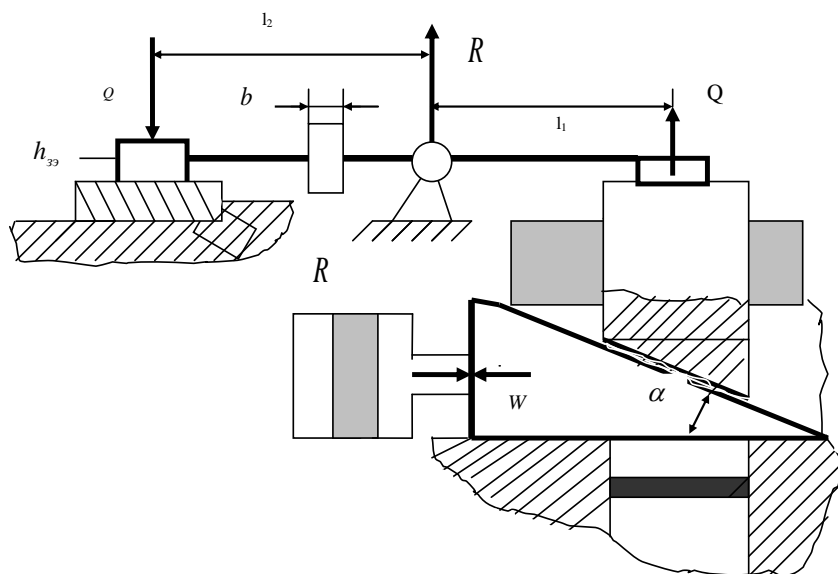


Рис. 5.28.Схема ВП з клино-важільним затискним механізмом

**Приклад 2.** Розрахунок затискної системи ВП з пневматичним приводом і важільним механізмом (рис.5.29) при зенкеруванні.

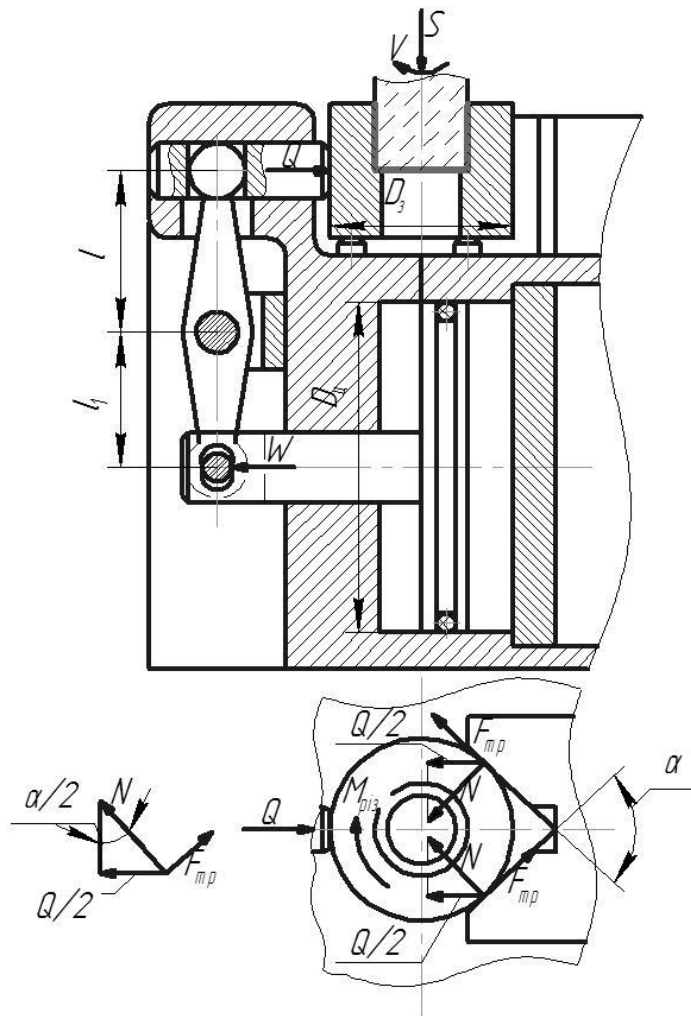


Рис.5.29.Конструктивна схема затискної системи пристрою для  
зенкерування отвору

Для забезпечення надійного закріплення заготовки повинна бути виконана наступна умова (рівняння рівноваги заготовки):

$$\sum M_o = 0 \qquad M_{тер} = k \cdot M_{риз}$$

де  $M_{тер}$ ,  $M_{риз}$  - відповідно моменти сил тертя і різання;  $k$  - коефіцієнт запасу ( $k \geq 2,5$ ).

Момент  $M_{риз}$  при зенкеруванні може бути визначений за відомою в теорії різання матеріалів формулою

$$M_{риз} = 10 \cdot C_M \cdot D^{Z_M} \cdot t^{X_M} \cdot S^{V_M} \cdot K_M \cdot$$

Нехтуючи силами тертя заготовки з опорними штирями і не враховуючи сили тертя між затискним плунжером і заготовкою (вважаємо, що плунжер має можливість мікропереміщень із-за наявності зазору в з'єднанні), момент тертя  $M_{тер}$ , який буде утримувати заготовку від повороту, можна розрахувати за формулою

$$M_{тер} = 2 \cdot F_{тер} \cdot D_3 / 2,$$

де  $F_{тер}$  - сила тертя, в контактї заготовки з призмою;

$D_3$  - діаметр заготовки.

Сила тертя

$$F_{тер} = N \cdot f,$$

де  $N$  - нормальна сила, що діє на заготовку з боку призми внаслідок прикладання сили затиску  $Q$ ;  $f$  - коефіцієнт тертя.

Із трикутника сил

$$N = Q / [2 \sin(\alpha/2)],$$

де  $Q$  - сила затиску заготовки;  $\alpha$  - кут призми.

Із рівняння рівноваги після підстановки  $N$  отримаємо:

$$Q = 2 \cdot k \cdot M_{пиз} \cdot \sin(\alpha/2) / (f \cdot D_3).$$

З урахуванням прийнятої схеми важільного механізму можна визначити необхідну силу  $W$ , яку повинен створити пневмопривід,:

$$W = Q \cdot l / (l_1 \cdot \eta),$$

де  $l$ ,  $l_1$  - плечі важеля;  $\eta$  - коефіцієнт, що враховує втрати на тертя в шарнірі важеля,  $\eta=0,95$  [6].

У свою чергу, для циліндра двосторонньої дії при подачі стисненого повітря в безштокову порожнину зусилля на штоку (в Н) можна визначити за наступною формулою:

$$W = (\pi/4) \cdot D^2 \cdot p \cdot \eta,$$

де  $D_u$  - діаметр циліндра, м.;  $p$  - тиск стиснутого повітря, МПа;  $\eta$  - коефіцієнт, що враховує втрати на тертя при переміщенні поршня в циліндрі,

$\eta = 0,85 \dots 0,90$  [3]. Із приведеної формули можна визначити  $D_y$ , якщо відомі  $W$  і  $p$ . Зазвичай, для спрощення розрахунку і створення деякого запасу зусилля, із формули виключають коефіцієнт  $\eta$ , натомість розраховану необхідну силу  $W$  на штоці збільшують у 1,5 рази і діаметр циліндра двосторонньої дії знаходять із рівняння  $1,5 \cdot W = 0,8 \cdot D_y^2 \cdot p$ . Звідки, прийнявши  $p = 0,4$  МПа, отримують:

$$D_y \approx \sqrt{4,7W}$$

(У формулах при розрахунку сили  $W$ , діаметру циліндра величини складових подають: силу – в Н; діаметр – в метрах, тиск – в Н/м<sup>2</sup>, (1 МПа = 10<sup>6</sup> Н/м<sup>2</sup>) або діаметр – в мм, тиск – в МПа.)

**Приклад 2.** Розрахунок затискної системи трьохкулачкового токарного патрона з пневмоприводом [33].

Згідно з алгоритмом та методикою розрахунку, на першому етапі, з урахуванням відомих сил різання, виконується розрахунок сил закріплення заготовки при точінні в трьохкулачковому патроні з пневматичним приводом (рис. 5.30).

Циліндрична заготовка, встановлена в трьохкулачковому патроні, під дією сил різання при точінні може повернутися навколо осі, зміститись вздовж осі (при відсутності осьового упору) і вивертись із кулачків. Розглянемо три варіанти можливого зміщення заготовки та розрахуємо для кожного із них силу затиску, з якою повинен діяти на заготовку кулачок для утримання її в стані рівноваги. Для подальшого розрахунку силового механізму і параметрів приводу використаємо найбільше із отриманих значень сили затиску  $Q$ .

Складаємо схему сил, що діють на заготовку при точінні її в трьохкулачковому патроні (рис.5.30). Складові  $P_x$ ,  $P_y$  і  $P_z$  сили різання

розраховуються за відомими в теорії різання металів емпіричними залежностями.

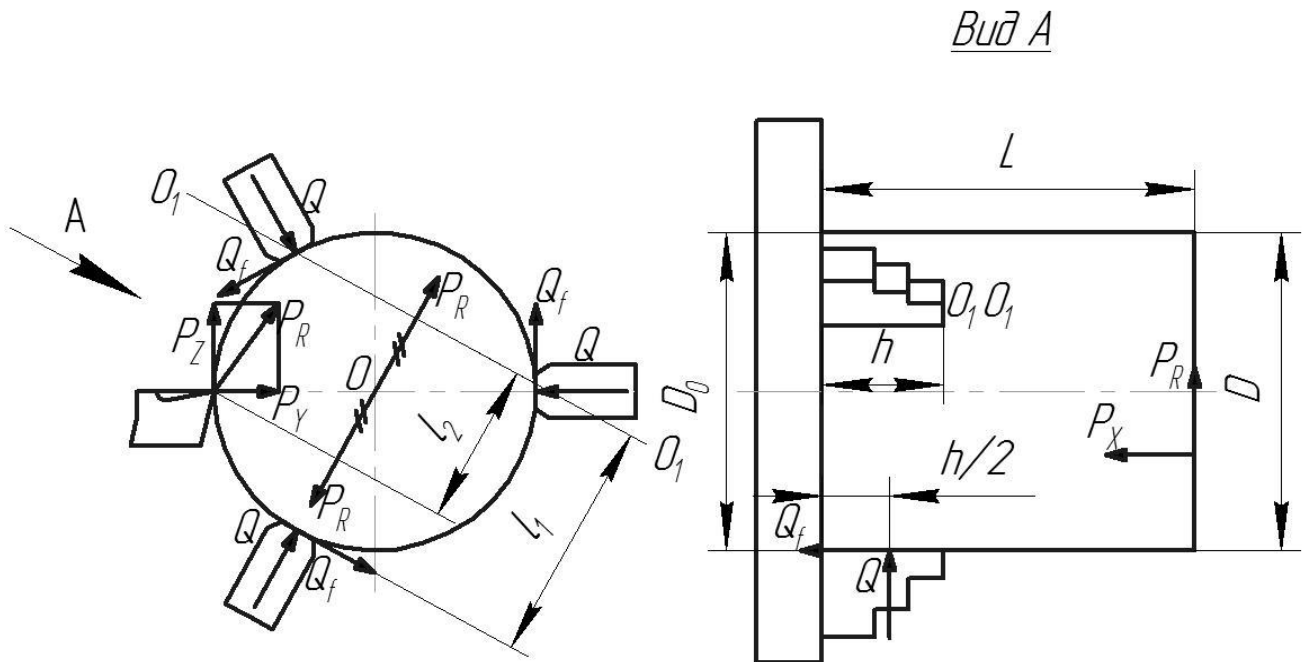


Рис.5.30. Схема сил, що діють на заготовку

1. Повороту заготовки під дією моменту сили  $P_z$  протидіє момент сил тертя, що виникають в місцях контакту кулачків з поверхнею заготовки, що оброблюється. Умова рівноваги заготовки в цьому випадку може бути записана в такому вигляді:

$$k \cdot P_z \cdot D_0/2 - 3 \cdot Q \cdot f_0 \cdot D/2 = 0,$$

звідки сила, з якою кулачок повинен діяти на заготовку при закріпленні, становитиме, МН:

$$Q = k \cdot P_z \cdot D_0 / (3 \cdot f_0 \cdot D),$$

де  $D_0$  - діаметр поверхні, що затискається в патроні;  $f_0$  - коефіцієнт тертя між кулачками патрона і оброблюваної заготовки (для рифлених по контактній поверхні кулачків  $f_0$  - коефіцієнт зчеплення; при наявності

насічок  $f_0=0,25$ , при наявності взаємно перпендикулярних канавок  $f_0=0,3\dots0,5$ , при наявності зубців -  $f_0=0,8\dots1,0$ );  $D$  - діаметр обточування.

2.Зміщенню заготовки вздовж її осі протидіють сили тертя в місцях контакту кулачків з поверхнею заготовки (вектори цих сил мають напрям протилежний зображеним на рис. 5.30). Рівняння рівноваги сил у цьому випадку:

$$3Q \cdot f_0 - k \cdot P_x = 0,$$

Звідки:

$$Q = k \cdot P_x / 3 \cdot f_0, \text{ МН}$$

Найбільш небезпечним для викручування заготовки під дією рівнодіючої сили  $P_R = \sqrt{P_y^2 + P_z^2}$  є положення кулачків, що зображене на рис.5.30. Перенісши точку прикладання сили  $P_R$  в точку  $O$  (використаємо теорему про паралельне перенесення лінії дії сили) і прийнявши наближено в якості осі повороту пряму  $O_1O_1$ , рівняння моментів всіх сил, що діють відносно цієї осі, запишемо у вигляді:

$$k \cdot P_R \cdot (L - h) - k \cdot P_x \cdot l_2 = Q \cdot h/2 + Q \cdot f_0 \cdot l_1,$$

звідки сила, з якою кулачок діє на заготовку

$$Q = k [P_R \cdot (L - h) - P_x \cdot l_2] / (0,5 \cdot h + f_0 \cdot l_1),$$

де  $l_1 \approx 0,75 \cdot D_0$ .

Для розрахунку силового приводу пристрою приймаємо максимальне значення сили закріплення заготовки  $Q_{\max}$ , що було одержано при розрахунку за однією з формул, приведених вище.

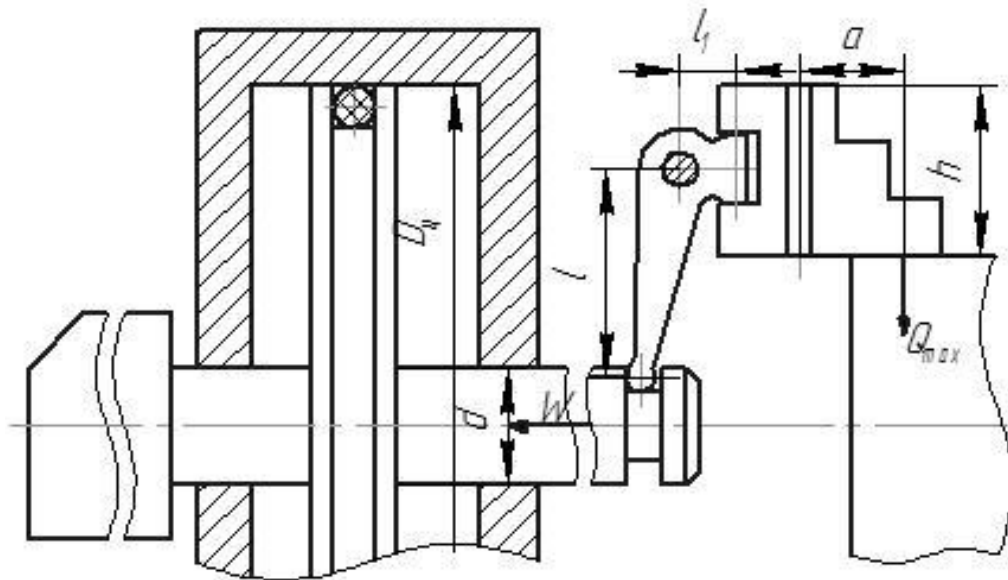


Рис.5.31. Схема затискної системи

Необхідна сила на штоці пневматичного циліндру ( рис.5.31), що діє на три важелі з плечами  $l_1$  і  $l$  та забезпечує затиск заготовки в трьохкулачковому важільному патроні, може бути розрахована за формулою:

$$W = 3 \cdot k_1 \cdot (1 + 3 \cdot a \cdot \mu / h) \cdot l \cdot Q_{\max} / l_1,$$

де  $k_1=1,2\dots1,5$  – коефіцієнт, що враховує сили тертя в рухомих з'єднаннях патрона;  $a$  - відстань від центра прикладання сили  $Q_{\max}$  до середини направляючого паза кулачка;  $\mu=0,15\dots0,2$  – коефіцієнт тертя між кулачками і пазами корпусу патрона;  $h$  - довжина напрямної частини кулачка в корпусі патрона;  $l_1$  і  $l$  - довжини плечей важеля.

Тоді діаметр пневматичного циліндру

$$D_{\text{ц}} = \sqrt{\frac{4 \cdot W}{\pi \cdot p \cdot \eta} + d^2},$$

де  $p$  - тиск стисненого повітря в мережі ( $p=0,4$  МПа);

$\eta$  - коефіцієнт, що враховує втрати від тертя в пневмоприводі ( $\eta=0,85$ );

$d$  - діаметр штока поршня, конструктивно його приймають  $d = (0.15 - 0.20)D$ .



Якщо в останній формулі для розрахунку діаметра пневмоциліндра, значення сили  $W$  прийняти в Н, тиску - в МПа, то значення діаметра, з урахуванням того, що  $1\text{МПа} = 10^6 \text{ Н/м}^2$ , буде одержано в міліметрах. Одержане значення діаметру циліндра округляється і приймається ближче із стандартного ряду.

**Приклад 3.** Необхідно виконати розрахунок затискної системи ВП, розрахункова схема якої представлена на рисунку, та визначити параметри силового приводу

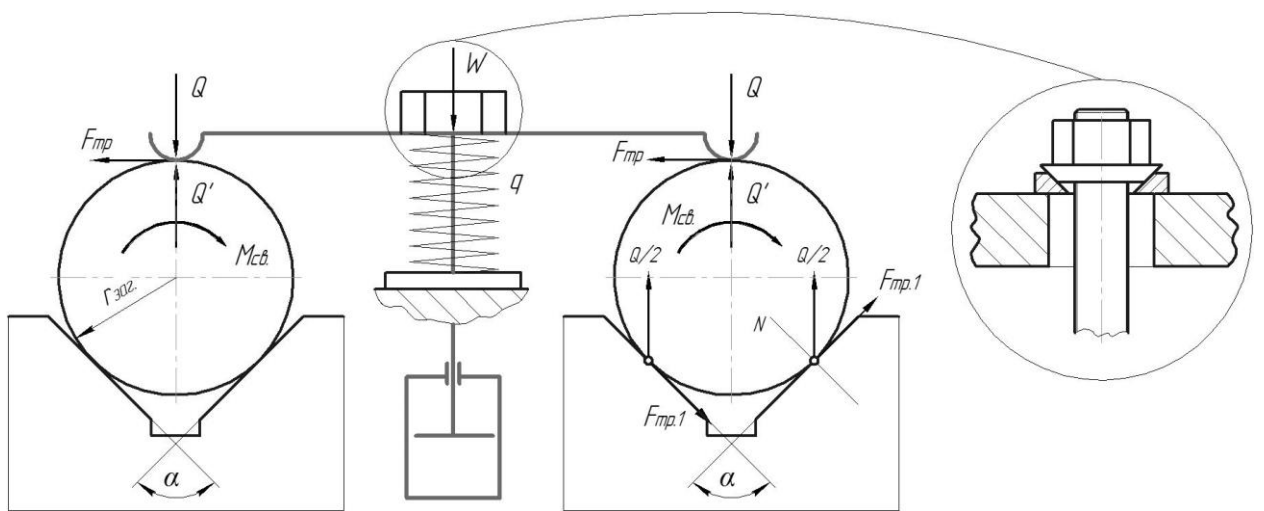


Рис. 5.32. Розрахункова схема ВП з двома призмами

Розрахунок проводиться у відповідності з наступним алгоритмом:

$$P_{\text{різ.}} \Rightarrow Q \Rightarrow W \Rightarrow D_{\text{ц}} d_{\text{шт.}}$$

Сили різання та їх моменти розраховуються за відомими формулами теорії різання для розточування чи свердління. При цьому вважається, що виконується одночасне оброблення отворів у двох заготовках, моменти різання однакові.

1. Розраховуємо величину сили затиску  $Q$  однієї заготовки, що необхідно прикласти для унеможливлення провороту заготовки під дією моменту різання.

Умова рівноваги заготовки:

$$\sum M_0 = 0, \quad kM_{\text{св.}} = F_{\text{тр.}} r_{\text{заг.}} + 2F_{\text{тр.1}} r_{\text{заг.}}$$

Якщо існують сумніви щодо достатності жорсткості важеля, тобто можливе його зміщення під дією моменту різання, момент сили тертя  $F_{\text{тр}}$  із рівняння рівноваги необхідно виключити.

$$F_{\text{тр.}} = Qf \quad F_{\text{тр.1}} = \frac{Q \cdot f_1}{2 \sin \alpha/2}$$

$$kM_{\text{св.}} = Qfr + \frac{2Qf_1r}{2 \sin \alpha/2}; \quad Q = \frac{kM_{\text{св.}}}{\left(f + \frac{f_1}{\sin \alpha/2}\right) \cdot r}$$

2. Розраховуємо необхідну величину сили  $W$ , яку треба прикласти до важеля, щоб забезпечити затиск кожної із двох заготовок силою  $Q$ .

Умова рівноваги важеля:

$$W = Q' + Q' + q \quad \text{або} \quad W = 2Q + q \quad \text{оскільки} \quad Q' = Q$$

Де  $q$  - сила опору пружини, що забезпечує відвід важеля.

3. З урахуванням значення одержаної сили  $W$  розрахуємо діаметр циліндра односторонньої дії.

$$W = \frac{\pi(D^2 - d_{\text{шт.}}^2)}{4} p_{\text{гид.}} \eta; \quad d_{\text{шт.}} = 0.25D_{\text{ц}}; \quad W = \frac{\pi(D^2 - 0.06D^2)}{4} p\eta$$

$$\text{Визначаємо } D_{\text{ц}}: \quad W = \frac{\pi(0.94D^2)}{4} p\eta; \quad D = \sqrt{\frac{4W}{0.94 \cdot \pi \cdot p \cdot \eta}}$$

Якщо в останній формулі для розрахунку діаметра, значення сили  $W$  прийняти в Н, тиску - в МПа, то значення діаметра, з урахуванням того, що  $1 \text{ МПа} = 10^6 \text{ Н/м}^2$ , буде одержано в міліметрах. Отримане значення діаметра округляємо до ближчого стандартного.

При ручному затиску розраховуємо гвинтовий механізм і визначаємо силу, яку робітник повинен прикласти до рукоятки ключа:

$$P_{\text{раб.}} = \frac{W r_{\text{ср.}} \cdot \text{tg}(\psi + \varphi_{\text{пр.}}) + M_{\text{тр.}}}{l}$$

**Приклад 4.** Необхідно виконати розрахунок затискної системи ВП, розрахункова схема якої представлена на рис.5.33, та визначити параметри силового приводу

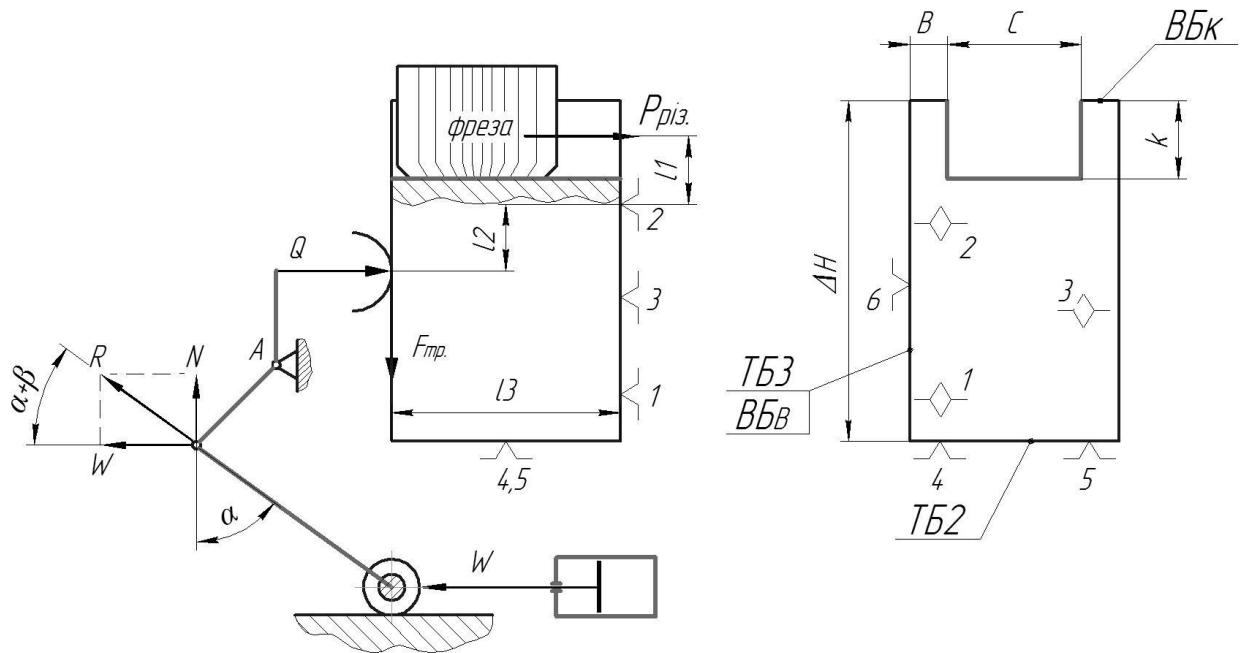


Рис.5.33. Розрахункова схема шарнірно- важільного ВП

Похибки базування для одержуваних розмірів:

$\epsilon_{6C} = 0$  (забезпечується інструментом),  $\epsilon_{6B} = 0$  (оскільки ТБ $\equiv$ ВБ);  $\epsilon_{6K} = \Delta$

1. Розраховуємо величину сили затиску заготовки Q, яку необхідно прикласти для усунення можливого провороту заготовки під дією моменту сили різання. При такій схемі установки та дії сил, заготовка під дією моменту сили різання та при недостатності сили затиску Q, може повернутись навколо опори 2.

Умова рівноваги заготовки у цьому випадку запишеться:  $\sum M_2 = 0$  або

$$kP_{\text{різ}} \cdot l_1 = Ql_2 + F_{\text{ТР}} \cdot l_3 \quad F_{\text{ТР}} = Qf \quad Q = \frac{kP_{\text{різ}} \cdot l_1}{l_2 + fl_3}$$

2. Розраховуємо необхідну величину сили W, яку треба подати на вхід шарнірно- важільного механізму, щоб забезпечити затиск заготовки силою Q.

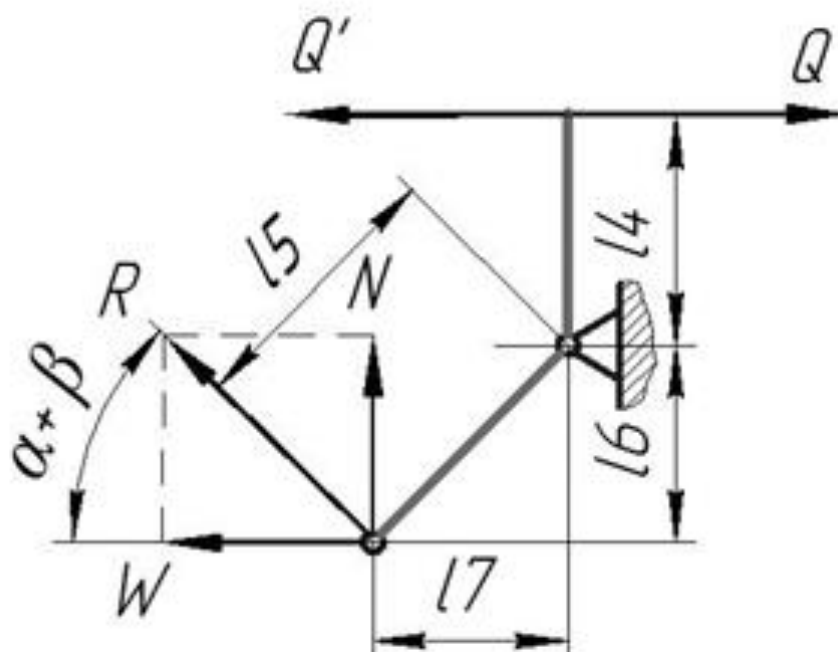


Рис. 5.34. Розрахункова схема важеля

Умова рівноваги важеля:

$$Q'l_4 = Wl_6 + Nl_7; \quad N = W[tg(\alpha + \beta) + tg\varphi_{пр.}]$$

$$W = \frac{Q'l_4}{l_6 + l_7[tg(\alpha + \beta) + tg\varphi_{пр.}]}$$

3. З урахуванням значення одержаної сили W розрахуємо параметри циліндра двосторонньої дії.

$$W = \frac{\pi D_{ц}^2}{4} p \eta ; \quad D = \sqrt{\frac{4W}{\pi \cdot p \cdot \eta}}$$

Отримане значення діаметра округляємо до ближчого стандартного.

### 5.5. Кінематичний розрахунок механізмів закріплення заготовки у верстатному пристрої

Кінематичний розрахунок необхідний для визначення робочого ходу кожної ланки механізму закріплення і, як наслідок, робочого ходу силового механізму. У першу чергу визначається робочий хід першої ланки, що

забезпечує закріплення заготовки. Розрахунок його робочого ходу ведеться з умови вільної установки і зняття заготовки у ВП. Потім визначаються робочі ходи інших ланок. Розрахунок закінчується визначенням робочого ходу, пов'язаного з силовим пристроєм.

Це дозволяє зробити порівняльний кінематичний аналіз механізмів закріплення заготовки і вибрати оптимальний варіант у залежності від сил  $Q$  і  $N$ , величини ходу силового механізму  $L$  і швидкості  $V$ .

Порядок виконання:

1. Вивчити креслення деталі, технологічний процес механічної обробки, зміст операції.

2. Викреслити в масштабі схеми механізмів закріплення. Вказати два крайніх положення механізмів закріплення (положення для закріпленої заготовки і положення, в якому забезпечується вільні установка та зняття заготовки).

3. В залежності від переміщення ланки, що забезпечує закріплення заготовки, визначити величину переміщення вхідної ланки, пов'язаної з силовим механізмом закріплення заготовки.

4. У кожному механізмі закріплення замінити дію силового механізму кулачковим механізмом і побудувати графіки шляху і швидкості.

5. Зробити порівняльний аналіз механізмів закріплення. Вибрати остаточний варіант механізмів закріплення.

6. Привести розрахунок переміщень.

7. Викреслити схему переміщення  $L$  вхідної ланки від кулачкового механізму і привести графік шляху.

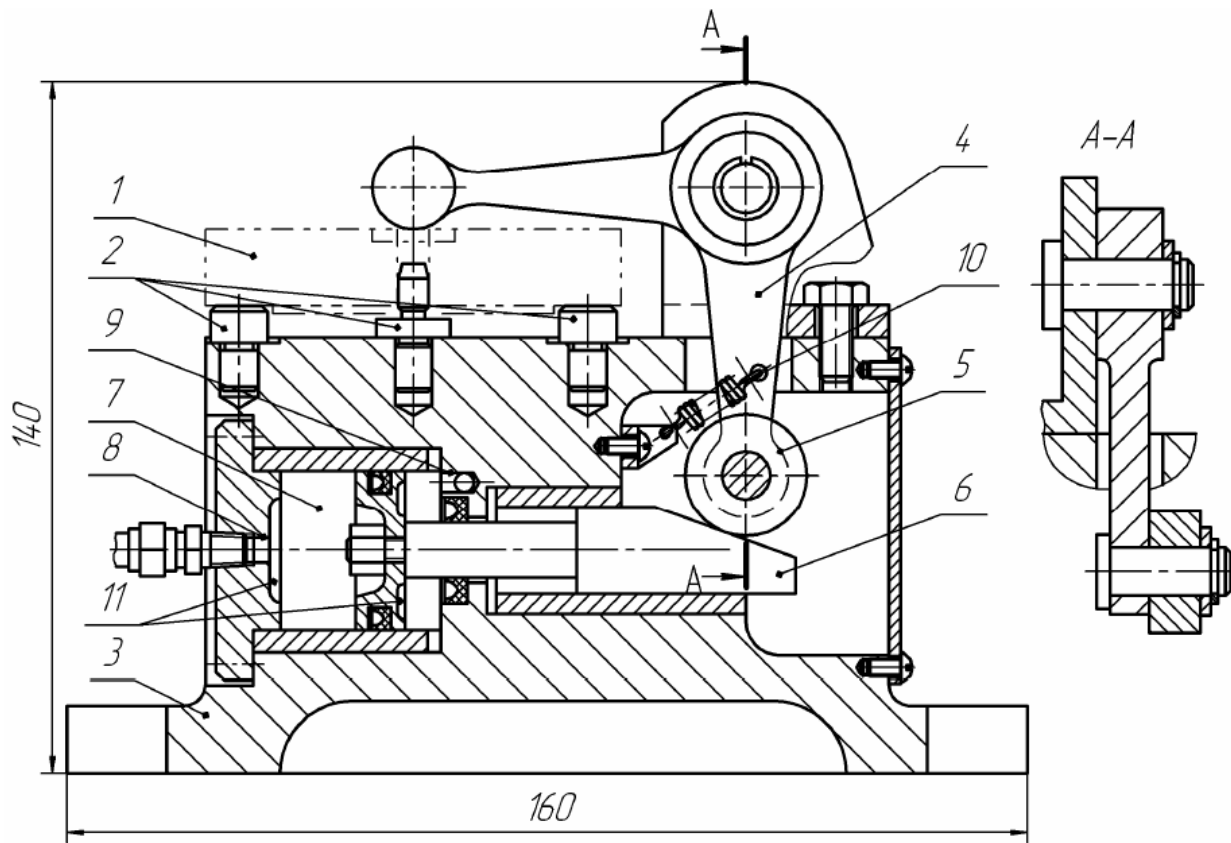


Рис.5.35. Конструкція важільно –клинового ВП

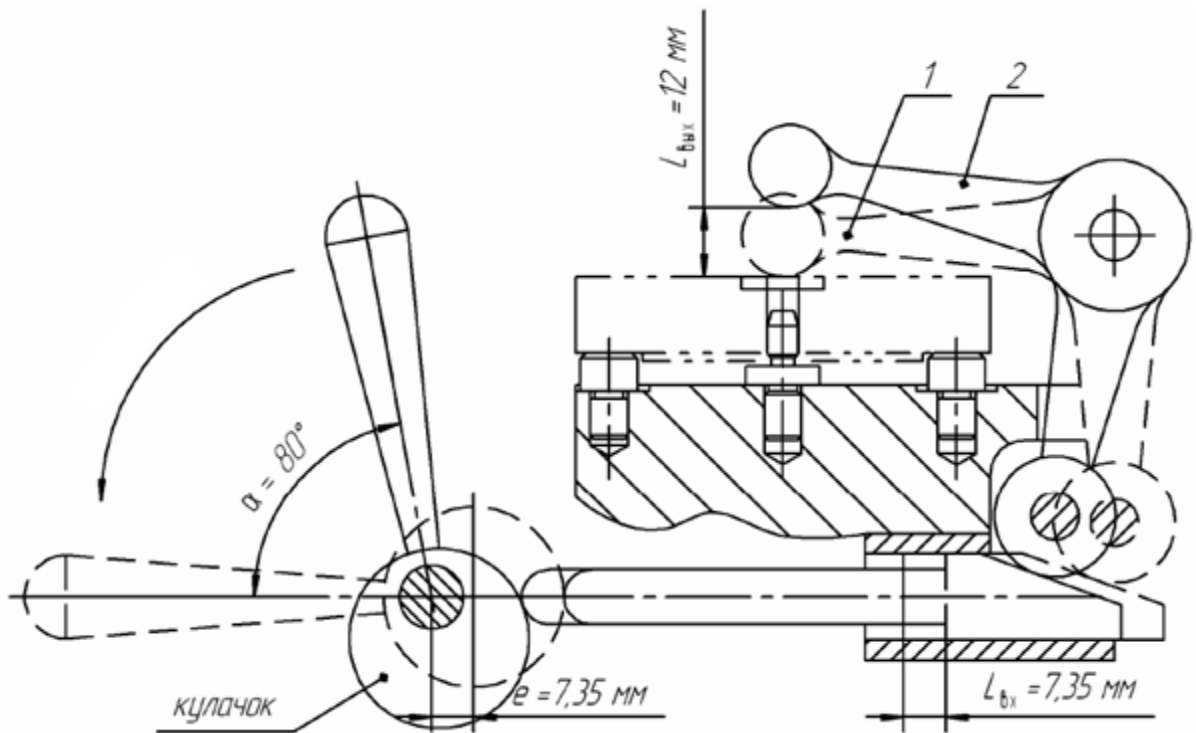


Рис.5.36. ВП, побудований у масштабі, в двох крайніх положеннях

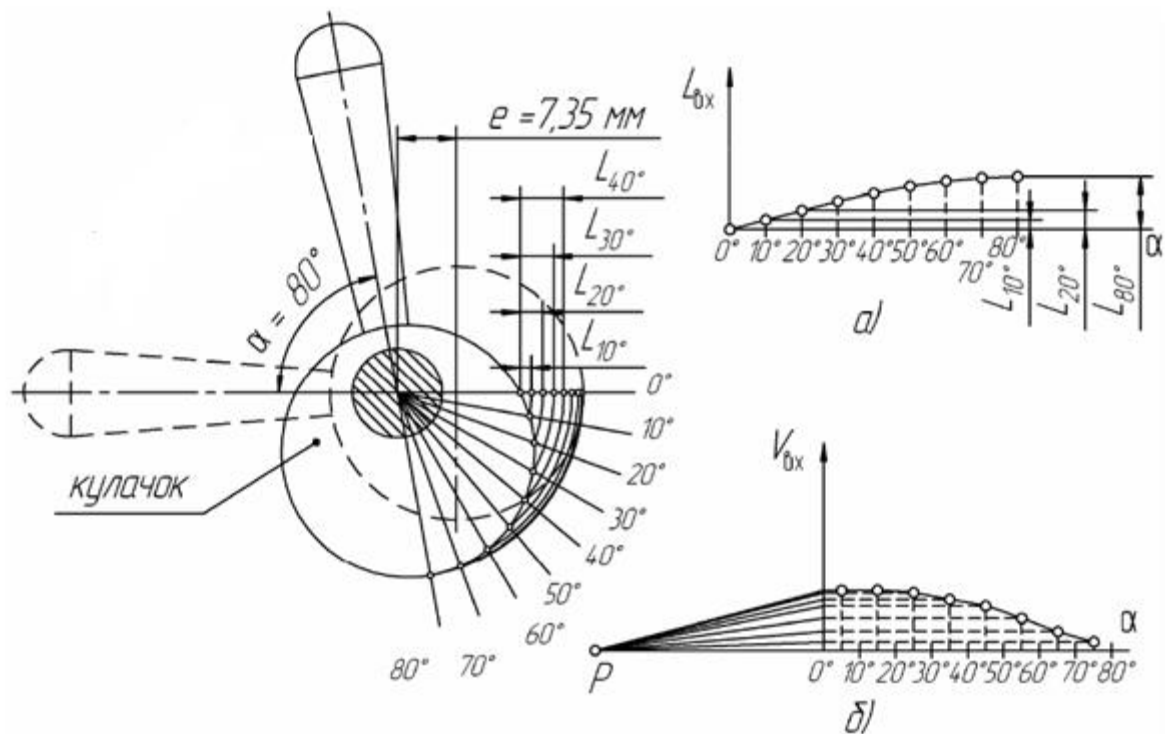


Рис. 5.37. Кінематичний аналіз ВП з кулачковим силовим механізмом: 1 - в момент закріплення; 2 - в момент розкріплення

На рис. 5.36 показаний механізм закріплення, побудований у масштабі, в двох крайніх положеннях, що відповідають моментам закріплення і розкріплення заготовки. З умови вільної установки і зняття заготовки, довжина ходу важеля  $L_{вих} = 12$  мм. В результаті геометричних побудов, довжина ходу клина  $L_{вх} = 7,35$  мм.

Силовий механізм у вигляді гідроциліндра замінюється круглим кулачком з ексцентриситетом  $e = 7.35$  мм і кутом закріплення  $80^\circ$ . Графіки шляху і швидкості клина, при закріпленні заготовки поворотом кулачка на  $80^\circ$  наведені на рис. 5.37.

### 5.6. Питання для самоперевірки за розділом 5.

1. Мета силових розрахунків ВП.
2. Назвіть елементарні затискні механізми ВП.

3. Назвіть види клинових елементарних затискних механізмів. Особливості і розрахунок ексцентрикових затискних механізмів.
4. Особливості і розрахунок клинових затискних механізмів.
5. Охарактеризуйте особливості і розрахунок гвинтових затискних механізмів.
6. Назвіть види гвинтових затискних механізмів.
7. Особливості і розрахунок клинових затискних патронів.
8. Особливості і розрахунок клиноплунжерних механізмів.
9. Особливості і розрахунок цангових механізмів.
10. Особливості і розрахунок шарнірно-важільні механізмів.
11. Приведіть конструктивне виконання робочого кінця гвинтового затиску.
12. Наведіть кінематичний розрахунок механізмів закріплення заготовки у ВП.
13. Ексцентрикові механізми. Розрахунок ексцентрика, повний і корисний хід ексцентрика, сила затиску.
14. Вимоги, що висуваються до затискних деталей і механізмів.
15. Методи розрахунку затрат на тертя у важільних механізмах.
16. Багатоточкові важільні затискачі. Приклади їх використання.
17. Гвинтові механізми та їх розрахунок.
18. Дайте характеристику цанговим механізмам і їх конструкціям.
19. Наведіть розрахункові формули шарнірно-важільних і шарнірно-плунжерних механізмів. «Запас» ходу механізму, передаточне відношення сил та переміщень.



## 6. РОЗРАХУНОК ТА ВИБІР СИЛОВИХ ПРИВОДІВ ВЕРСТАТНИХ ПРИСТРОЇВ

### 6.1. Конструкція і розрахунок гідравлічних циліндрів

Метою розрахунку силових приводів є визначення їх розмірних параметрів – діаметрів циліндра (поршня), діафрагми пневмокамери  $D$  та штока  $d$  при заданій чи прийнятій величині тиску повітря чи робочої рідини, для забезпечення необхідної величини сили  $W$ , яку треба подати на вхід силового механізму.

Розрахунок параметрів силових приводів є одним із завдань, що вирішуються на етапі проектування. Він виконується після розрахунку силових механізмів і визначення сили  $W$ . Одночасно з таким розрахунком уточнюється правильність вибору типу приводу, а при необхідності, проводиться його додатковий вибір.

Сили на штоках пневмо- чи гідроциліндрів визначаються з використанням аналогічних формул. Основна відмінність в розрахунках полягає у різній величині тиску повітря і робочої рідини (масла). При розрахунках пневмоприводів тиск повітря приймають  $p=0,4$  МПа (4кг./см<sup>2</sup>), при розрахунку гідроприводів тиск рідини -  $p=1,2\dots 14$  МПа (12...140кг./см<sup>2</sup>).

Розрахунок сил на штоках циліндрів виконується з використанням наступних формул:

- Для циліндрів односторонньої дії (рис.6.1, 6.2)

$$W = \left( \frac{\pi}{4} \right) \cdot D^2 \cdot p \cdot \eta - q \quad (6.1)$$

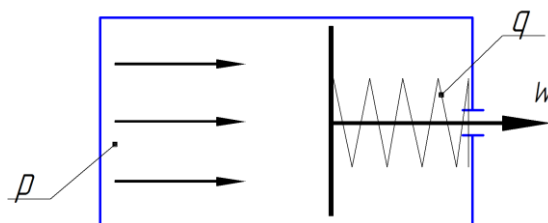


Рис.6.1. Схема циліндра односторонньої дії

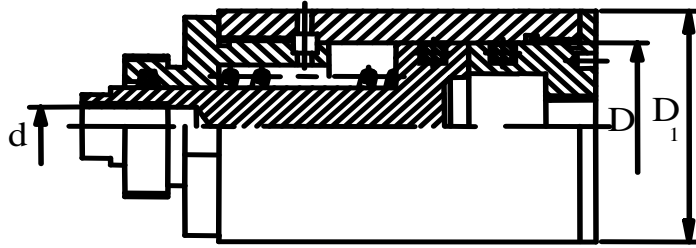


Рис.6.2. Гідроциліндр односторонньої дії

- Для циліндрів двосторонньої дії (рис.6.3) при подачі тиску в безштокову порожнину

$$W = \left(\frac{\pi}{4}\right) \cdot D^2 \cdot p \cdot \eta$$

- Для циліндрів двосторонньої дії (рис.6.3, 6.4, 6.5) при подачі тиску в штокову порожнину

$$W = \left(\frac{\pi}{4}\right) \cdot (D^2 - d^2) \cdot p \cdot \eta$$

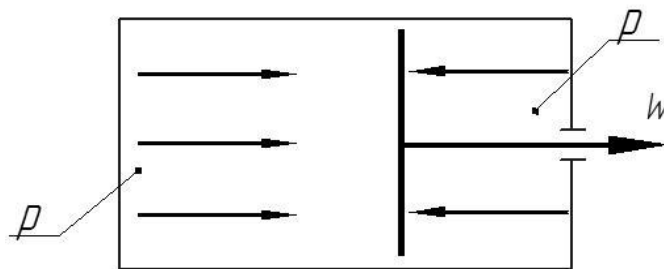


Рис.6. 3.Схема циліндра двосторонньої дії

Де  $D$  – діаметр циліндра (поршня);

$d$  - діаметр штока поршня, приймається конструктивно  $d = (0,15-0,2) D$ ;

$p$  - тиск повітря,  $p=0,4$  МПа чи робочої рідини,  $p=1,2 \dots 14$  МПа;

$\eta$  - коефіцієнт, що враховує втрати на тертя ( $\eta = 0,85 - 0,9$ );

$q$  – сила опору пружини в кінці робочого ходу поршня, приймається  $q = 0.05D$  - для великих діаметрів,  $q = 0.2 D$  для малих діаметрів циліндрів.

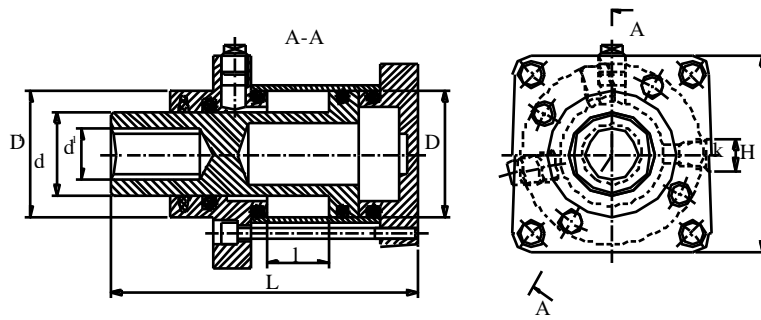


Рис.6. 4.Гідроциліндр двосторонньої дії

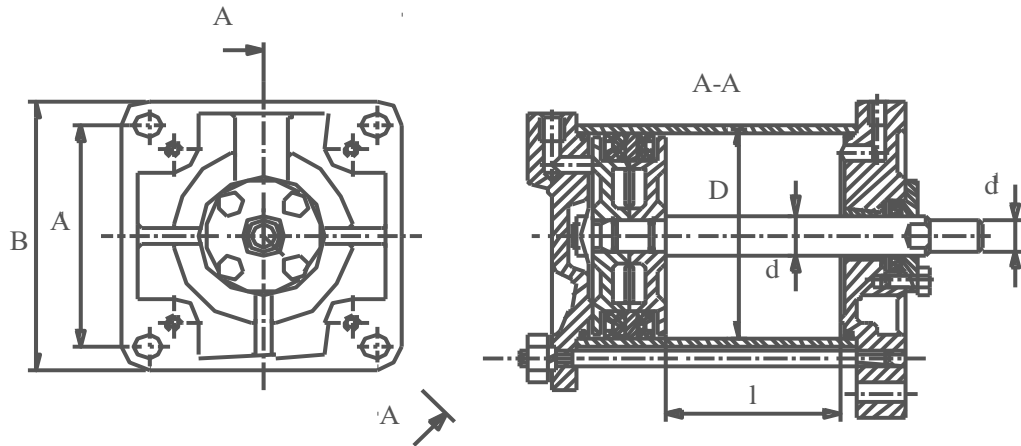


Рис.6.5. Пневмоциліндр двосторонньої дії

В усіх вищеприведених формулах невідомою величиною, яка розраховується є діаметр циліндра, відносно неї і розв'язуються приведені рівняння. Тоді для циліндра односторонньої дії, з приведеної вище формули, одержимо:

$$D = \sqrt{\frac{4(W + q)}{\pi \cdot p \cdot \eta}}$$

Аналогічно діаметри циліндрів  $D$  розраховуються в інших випадках. Одержане значення округлюють і приймають найближче стандартне. На практиці його вибирають із ряду 75, 100, 125, 150, 200, 250, 300, 350 мм.

## 6.2. Конструкція і розрахунок пневматичних камер

Пневмокамери з пружними діафрагмами, як і пневмоциліндри, бувають односторонньої (рис.6.6) та двосторонньої дії.

Перевагою пневмокамер, у порівнянні з пневмоциліндрами, є простота конструкції та менша вартість, недоліком – малий хід штока,  $L = (0.15 \dots 0.3) D$ .

Діафрагми виготовляють із гумотканинних матеріалів (тарільчані діафрагми) та із технічної резини з тканинною прокладкою.

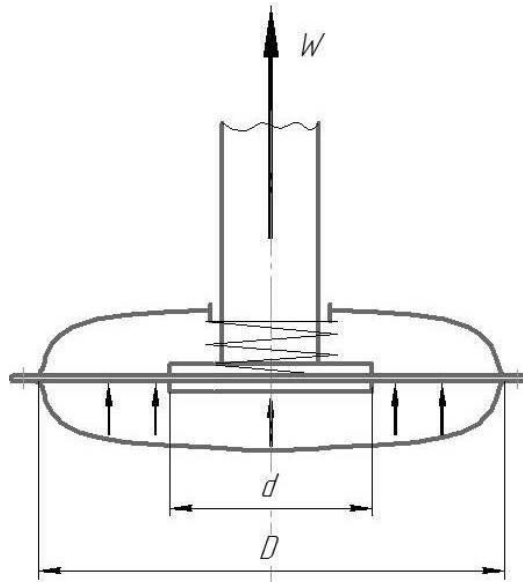


Рис.6.6. Схема пневмокамери односторонньої дії

Розраховане значення  $D$  округляють і приймають з ряду 75, 125, 160, 200, 250, 320, 400 мм (табл.6.1).

Сила, що створюється на штоці пневмокамери розраховується:

1. Для пневмокамер односторонньої дії:

- у початковому (вихідному) положенні штока

$$W = 0,2(D + d)^2 \cdot p - q$$

- після переміщення штока на  $0,3D$

$$W = 0,15(D + d)^2 \cdot p - q$$

2. Для пневмокамер двосторонньої дії при подачі тиску в безштокову порожнину:

- у початковому (вихідному) положенні штока

$$W = 0,2(D + d)^2 \cdot p$$

- після переміщення штока на  $0,3D$

$$W = 0,15(D + d)^2 \cdot p$$

Діаметр опорних дисків приймають  $d = (0.5 \dots 0.7) D$ .

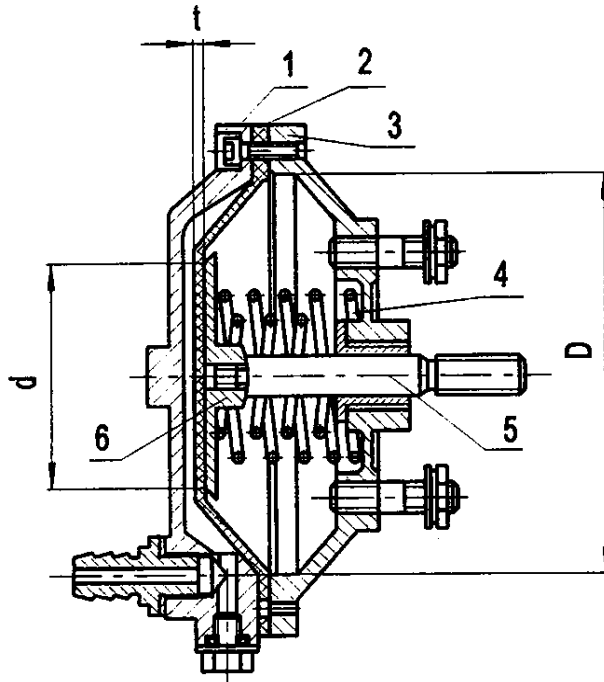


Рис. 6.7. Пневмокамера односторонньої дії

3. Для пневмокамер двосторонньої дії при подачі тиску в штокову порожнину:

- у початковому (вихідному) положенні штока

$$W = 0,2[(D + d)^2 - d_1^2] \cdot p$$

- після переміщення штока на  $0,3D$

$$W = 0,15[(D + d)^2 - d_1^2] \cdot p$$

Де  $D$  – діаметр діафрагми;

$d$  - діаметр опорного диску, приймається конструктивно  $d = (0.5 \dots 0.7)D$ ;

$d_1$  - діаметр штока;

$p$  - тиск повітря,  $p = 0,4$  МПа;

$q$  – сила опору пружини в кінці робочого ходу штока.

У вищенаведених формулах величини складових подають: силу- в Н, діаметр – в метрах, тиск – в Н/м<sup>2</sup>,( 1 МПа= 10<sup>6</sup> Н/м<sup>2</sup> ) або діаметр – в мм, тиск – в МПа.

*Таблиця 6.1. Діаметри стандартних пневмо-, гідроциліндрів та пневмокамер, що застосовуються у пристроях*

Тип двигуна	Робочі діаметри, мм
Пневмоциліндри	25, 32, 40, 50, 63, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 320, 360, 400
Пневмокамери мембранні	125, 160, 200, 250, 320, 400
Гідроциліндри	40, 50, 63, 80, 100

На рис.6.8 наведена конструкція важільного ВП з вбудованим гідроциліндром.

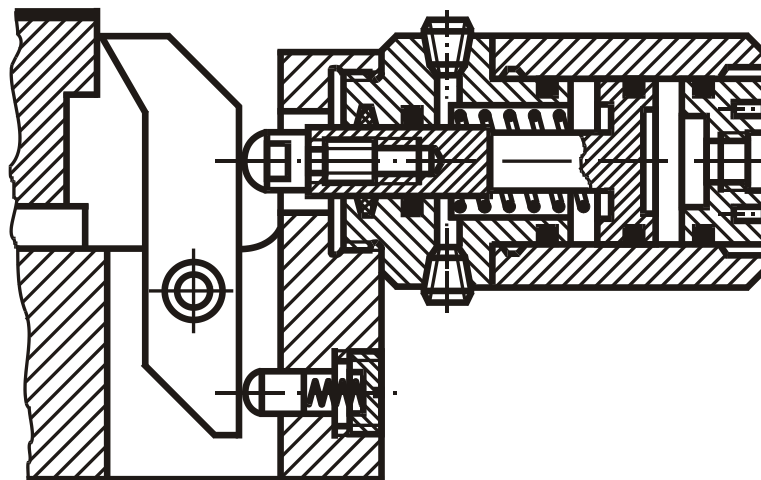


Рис. 6.8. Схема ВП з вбудованим гідроциліндром

### **6.3.Електромагнітний привід**

Принцип дії таких приводів заснований на тому, що магнітний потік, який проходить через закріплювану заготовку, створює силу, що перешкоджає відриву її від пристрою (в електромагнітних пристроях ця сила створюється вмонтованими електромагнітами, а в магнітних пристроях - постійними магнітами). Заготовку утримує сила, що розвивається як електромагнітами, так і магнітними пристроями і яка досягає величини  $P = 1$  МПа.

Недоліком даного приводу є необхідність розмагнічування деталей після обробки, оскільки вони набувають властивості залишкового магнетизму.

Конструкції магнітних приводів наведені на рис. 6.9 [8].

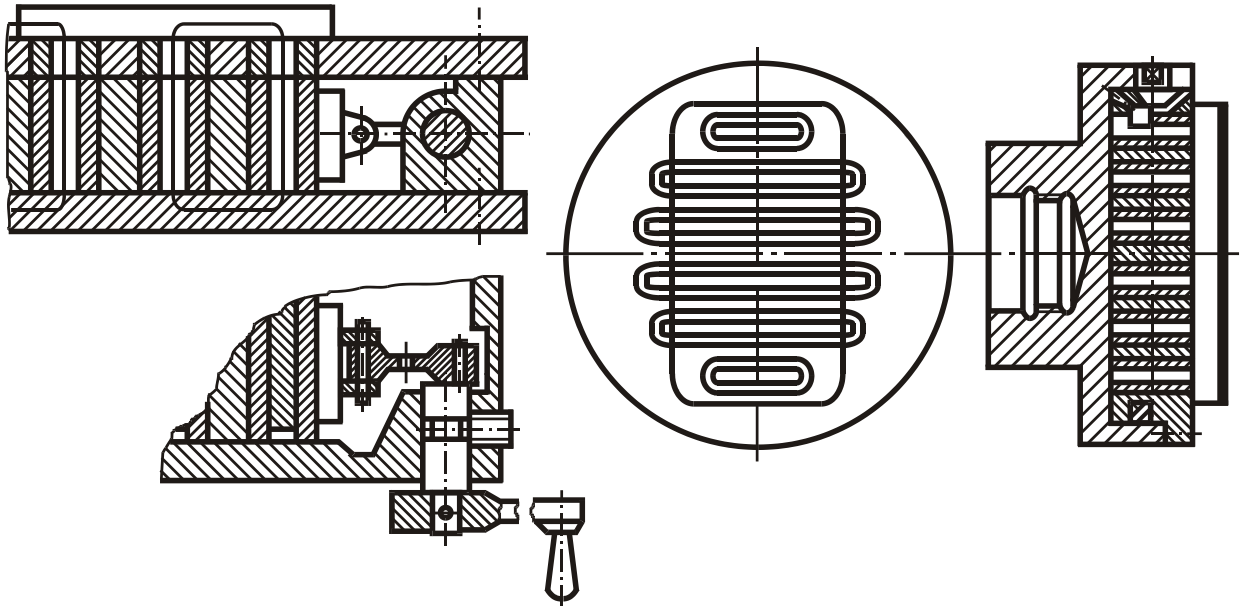


Рис. 6.9. Конструкції магнітних приводів

#### 6.4. Питання для самоперевірки за розділом.

1. Призначення силових приводів ВП.
2. Назвіть вимоги до силових приводів ВП.
3. Назвіть робоче середовище силових приводів ВП.
4. Наведіть схему циліндра односторонньої дії.
5. Наведіть схему гідроциліндра двосторонньої дії.
6. Наведіть схему пневмокамери односторонньої дії ВП.
7. Наведіть схему ВП з вбудованим гідроциліндром.
8. Назвіть особливості електромагнітного приводу ВП.
9. Наведіть конструкції магнітних приводів ВП.

## **7. ПРОЕКТУВАННЯ ВЕРСТАТНОГО ОСНАЩЕННЯ ІЗ ЗАСТОСУВАННЯМ CAD/CAM**

### **7.1. Створення моделі верстатного пристрою**

Верстатний пристрій - затискний патрон був змодельований за допомогою програмного продукту Solid Works®. SolidWorks® - це система автоматизованого проектування, що використовує звичний графічний інтерфейс користувача Microsoft® Windows®. Цей легкий в освоєнні засіб дозволяє інженерам-проектувальникам швидко відображати конструкції ВП на ескізі, експериментувати з елементами і розмірами, а також створювати моделі і креслення ВП. Модель Solid Works містить тривимірну твердотільну геометрію в документі чи деталі складальної одиниці. Креслення ВП створюються з моделей шляхом креслення видів у документі креслення.

Спочатку малюється ескіз, створюється основа, а потім у модель додаються численні елементи. Можна також почати з імпортованої чи поверхні геометрії твердого тіла.

Можна удосконалювати креслення, додаючи, змінюючи елементи і їхній порядок. Зв'язок між деталями, складальними одиницями і кресленнями гарантує, що зміни, зроблені в одному документі чи виді, автоматично виконуються у всіх інших документах чи видах. · Складальні креслення можна створювати на будь-якому етапі в процесі проектування.

Більшість елементів SolidWorks ґрунтуються на двомірних ескізах. За допомогою SolidWorks можна також створювати тривимірні ескізи. У тривимірному ескізі об'єкти існують у тривимірному просторі, вони не зв'язуються з визначеними площинами ескізів.

При відкритті нового документа деталі спочатку необхідно створити ескіз. Ескіз є основою для тривимірної моделі. Ескіз можна створити на будь-якій площині за замовчуванням (попереду, зверху чи праворуч) чи на створеній площині.



Можна почати з вибору:

- Інструменти об'єкта ескізу (лінія, коло і т.д.)
- Інструмент - Ескіз
- Площини
- Витягнута бобишка чи основа.
- Повернена бобишка або підстава на панелі інструментів

«Елементи».

Ескіз можна створити на плоскій поверхні, сплайні чи поверхні на грані твердотільного об'єкта. Щоб запустити ескіз за допомогою інструмента «об'єкт» чи ескізу за допомогою інструмента «ескіз» треба виконати наступні дії:

1. Натисніть на інструмент об'єкта ескізу (лінія, коло і т.д.) на панелі інструментів "Ескіз".
2. Натисніть кнопку «Ескіз» на панелі інструментів "Ескіз" та виберіть Вставка чи Ескіз.
3. Виберіть одну з трьох відображених площин (Попереду, Зверху і Праворуч). Площина повертається відповідно до орієнтації перпендикулярно.

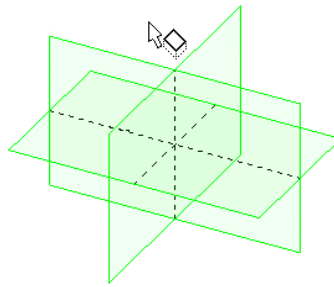


Рис.7.1. Вибір однієї з трьох відображених площин

4. Створіть ескіз за допомогою інструмента об'єкта чи ескізу виберіть інструмент на панелі інструментів "Ескіз" і створіть ескіз.
5. Укажіть розміри об'єктів ескізу.
6. Закрийте чи виберіть ескіз «Витягнута бобишка / підстава» чи «Повернена бобишка/підстава» на панелі інструментів "Елементи".

Щоб запустити ескіз за допомогою площини:

1. Виберіть площину в дереві конструювання Feature Manager і натисніть на «інструмент об'єкта» чи «Ескіз» на панелі інструментів "Ескіз". Площина буде відображатися в орієнтації перпендикулярно.

2. Створіть ескіз і виконаєте кроки 4 і 5 з попередньої процедури.

Початок створення ескізу з витягнутої чи поверненої бобишки/підставки:

1. Натисніть кнопку *Витягнута бобишка/ підстава* чи *Повернена бобишка/підстава* на панелі інструментів "Елементи", чи виберіть *Вставка, Бобишка/Підстава*, чи *Витягнути Бобишка/Підстава, Повернути*.

2. Виберіть одну з трьох відображених площин (Попереду, Зверху і Праворуч). Площина повертається відповідно до орієнтації *Перпендикулярно*.

3. Створіть ескіз за допомогою інструмента об'єкта чи ескізу виберіть інструмент на панелі інструментів "Ескіз" і створіть ескіз. Ескіз повинен бути замкнутим.

4. Закрийте ескіз, щоб відкрити вікно PropertyManager (Менеджер властивостей) для обраного елемента.

5. Створіть деталь і натисніть ОК. Щоб відредагувати ескіз:

· Натисніть кнопку *Ескіз* на панелі інструментів "Ескіз" чи виберіть *Вставка, Ескіз*. Виберіть існуючий ескіз для редагування.

· Натисніть правою кнопкою миші в дереві конструювання «Feature Manager» чи на об'єкті ескізу в графічній області і виберіть команду «Редагувати ескіз».

Щоб створити новий ескіз у деталі з існуючими ескізами:

1. Виберіть інструмент ескізу на панелі інструментів "Ескіз", наприклад, *Прямокутник*. Натисніть кнопку *Ескіз* на панелі інструментів "Ескіз" чи виберіть *Вставка, Ескіз*.

2. Виберіть площину, чи грань крайку, щоб додати новий чи ескіз натисніть *Підставу/бобишка* чи *Витягнути Підстава/бобишка Повернути* .

3. При натисканні кнопки *Ескіз* у кроці 1 чи елемент у кроці 2 виберіть інструмент на панелі інструментів "Ескіз", щоб створити ескіз.
4. Створіть ескіз і нанесіть розміри для об'єктів ескизу.
5. Закрийте чи ескіз виберіть *Витягнута бобишка/ чи підстава Повернена бобишка/підстава* на панелі інструментів "Елементи". Можна також створити новий ескіз шляхом витягу об'єктів з існуючого ескизу ВП.

## 7.2. Опис основних принципів створення верстатного пристрою - затискного патрона

Для створення складальної одиниці ВП необхідно для початку створити всі її складові елементи, тобто деталі пристрою [31, 32] (рис. 7.2).

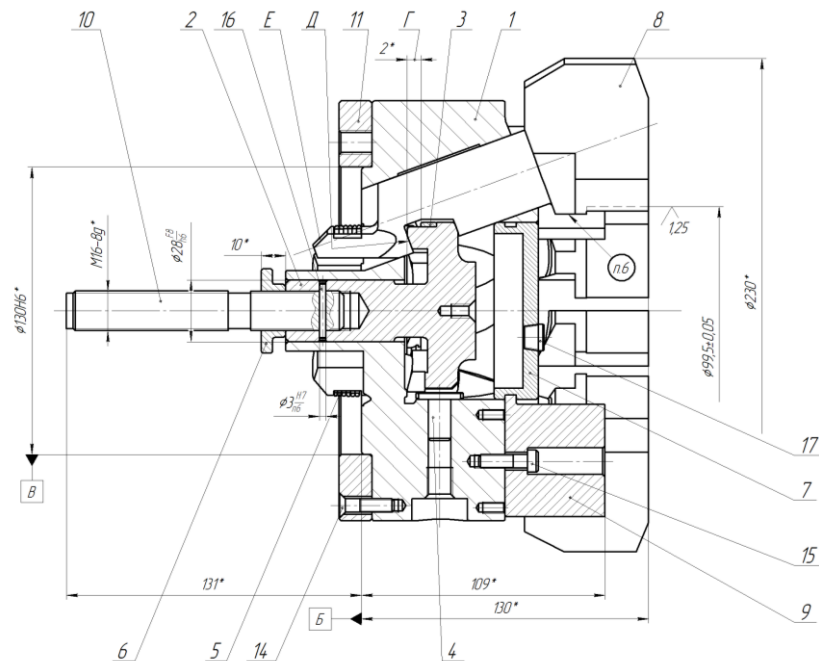


Рис. 7.2. Складальне креслення ВП

Побудова деталі продемонструємо на деталі поз. 2 –Тяга.

1. Для побудови деталі необхідно створити новий документ - Деталь.
2. У дереві конструювання Feature Manager вікна, що з'явилося, необхідно вибрати одну з основних площин (наприклад, площина Праворуч) і в меню, що з'явилося, від натиснутої правої кнопки миші вибрати «Вставити ескіз» (рис. 7.3.).

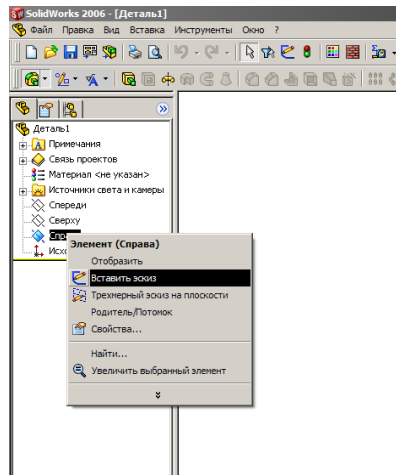


Рис. 7.3. Створення області для ескізу

3. Після цього в робочій області з'явиться площина, на якій потрібно зобразити контур деталі. Оскільки деталь будемо одержувати обертанням контуру, то побудова осі деталі також необхідна. Результат операції представлений на рис. 7.4.

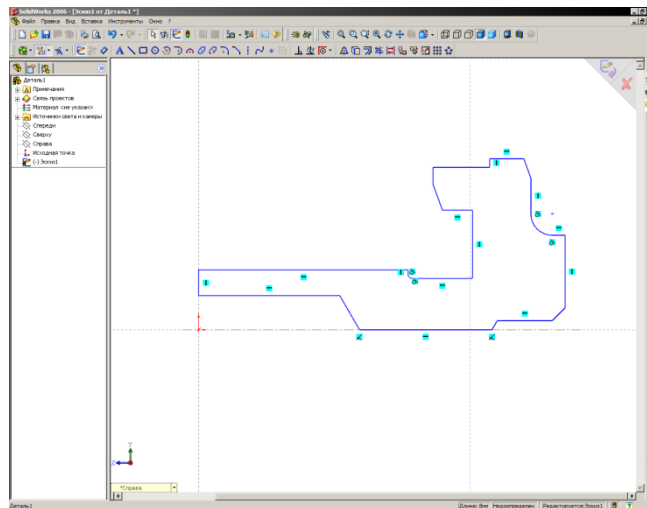


Рис.7.4. Побудований контур деталі

4. Далі зберігаємо зміни даного ескізу за допомогою кнопки в правому верхньому куті робочої області. Для створення об'ємної фігури скористаємося кнопкою *Повернена бобышка/підстава* і, вибравши потрібні параметри, одержимо об'ємну фігуру (рис.7.5). Головне визначити вісь обертання.

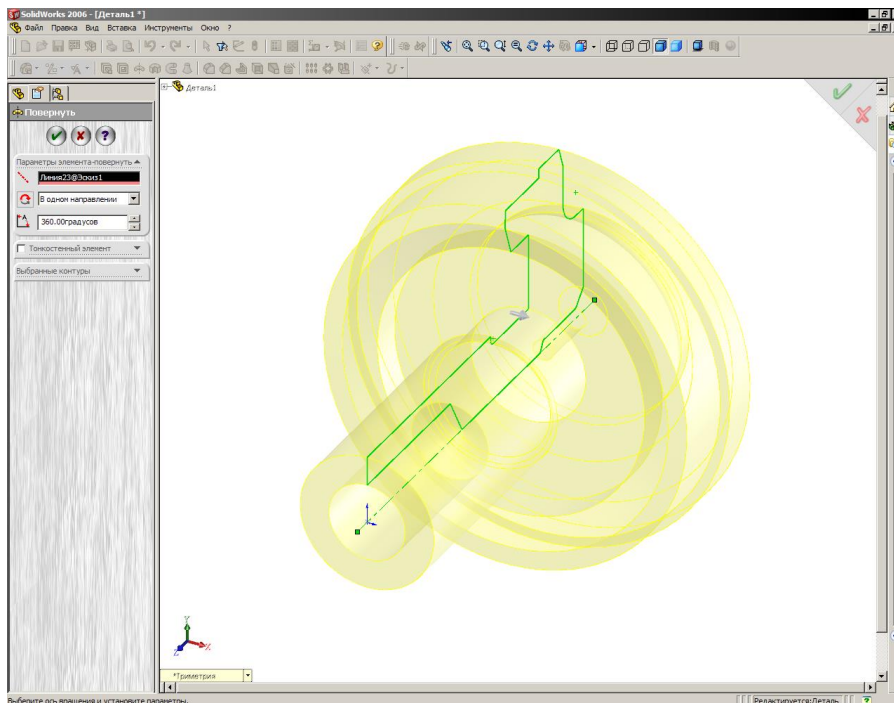


Рис. 7.5. Побудова об'ємної фігури

5. Наступним кроком є формування поверхонь деталі, що залишилися. Оскільки вони знаходяться в різних площинах, тому їх потрібно формувати послідовно. Усі вони створюються за допомогою команд «Витягнутий виріз» і «Повернений виріз». Всі операції зображені на рис. 7.6.- 7.8.

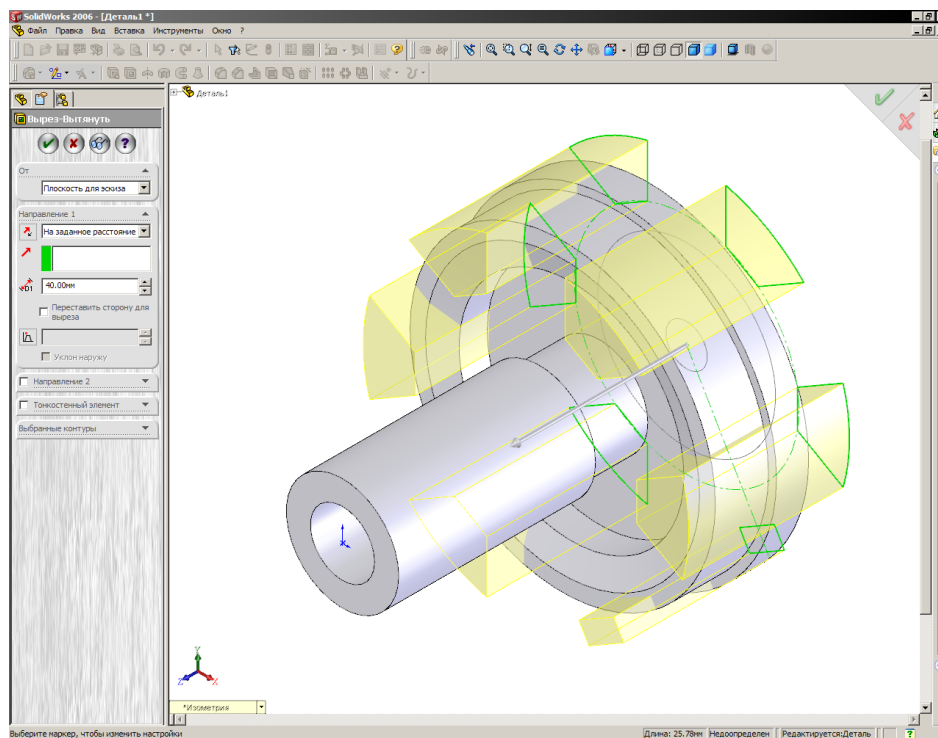


Рис.7.6. Формування поздовжніх пазів

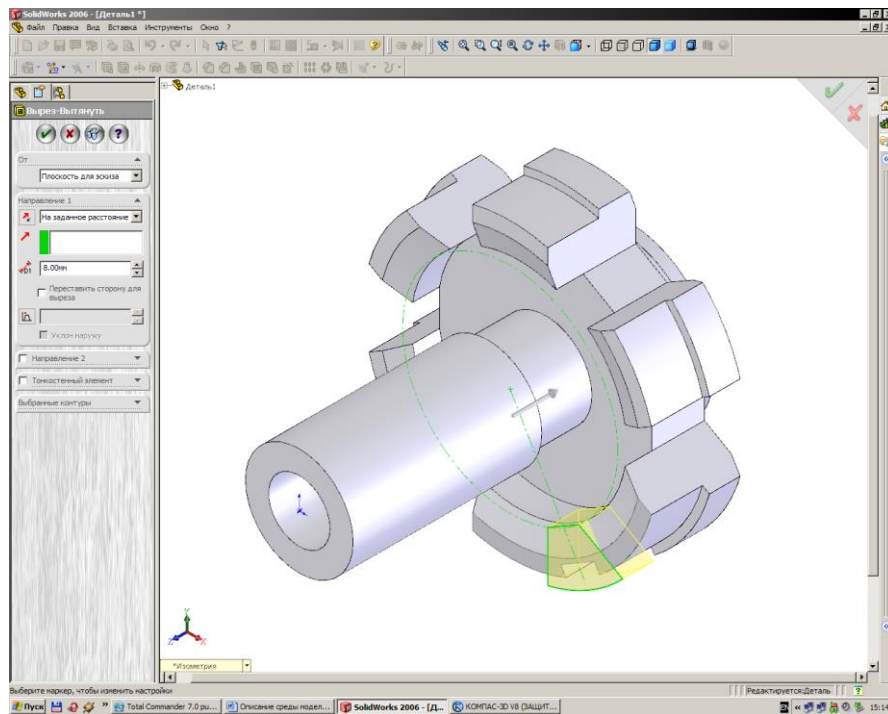


Рис.7.7. Формування пазу

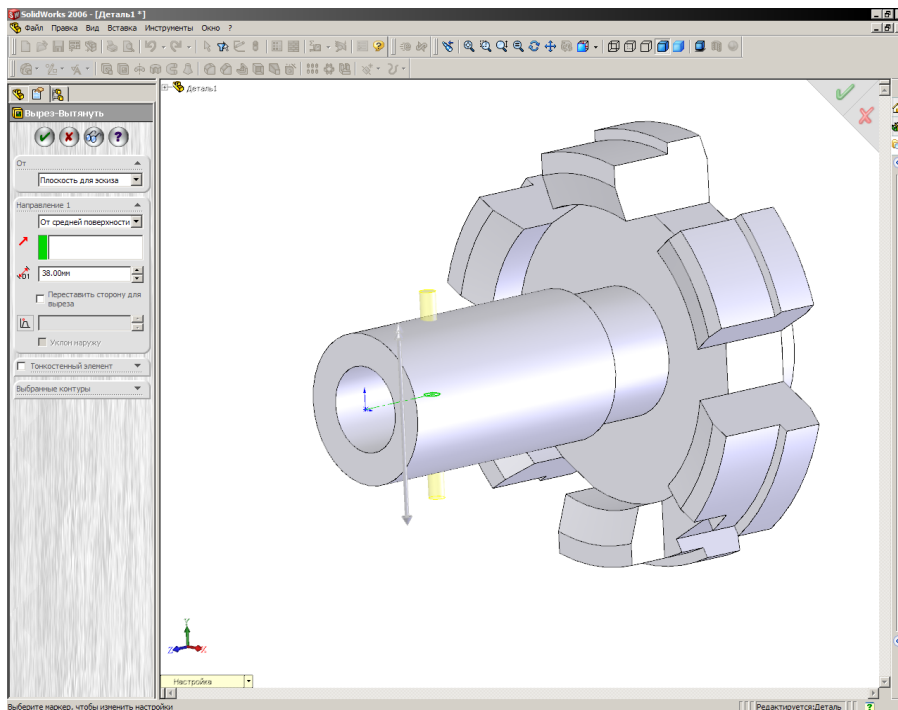


Рис.7.8. Формування отвору під штифт

Після створення всіх основних елементів геометрії деталі залишилося тільки виконати фаски і скруглення. Для цього необхідно виділити всі грані, до яких ми хочемо застосувати потрібний елемент і натиснути на кнопку

Скруглення чи Фаска, вибравши необхідні параметри. Отже, коли всі дії будуть виконані, можна вибрати матеріал деталі. Остаточний її вид представлений на рис. 7.9.

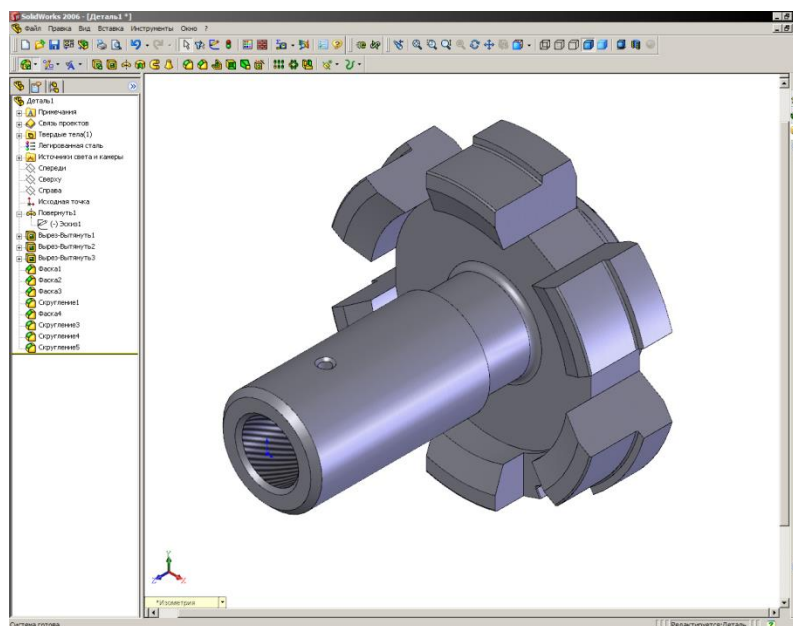
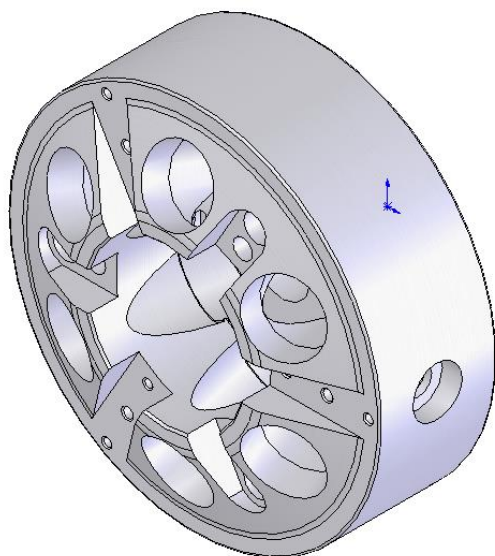


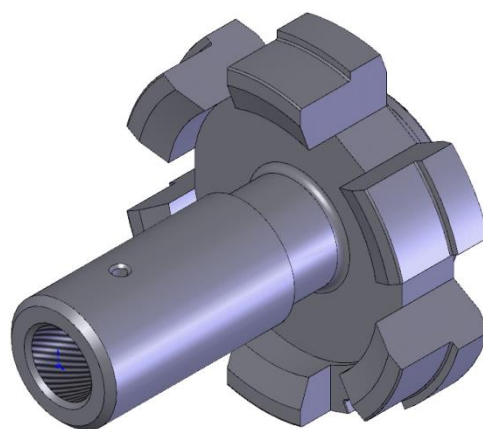
Рис. 7.9. Готова деталь «Тяга»

### 7.3. Створення складальної одиниці

Для створення складальної одиниці були намальовані всі складові деталі патрона, представлені нижче. Усі вони були спроектовані по тим же принципам, що і деталь 2 (Тяга).

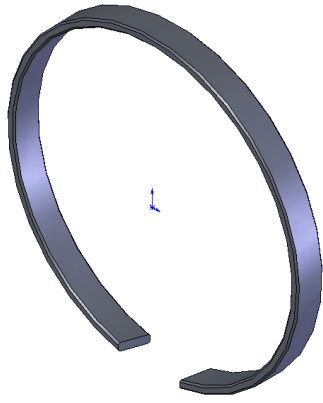


1 – Корпус

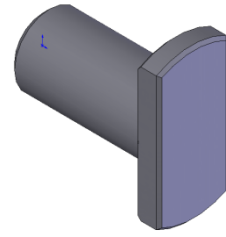


2 – Тяга

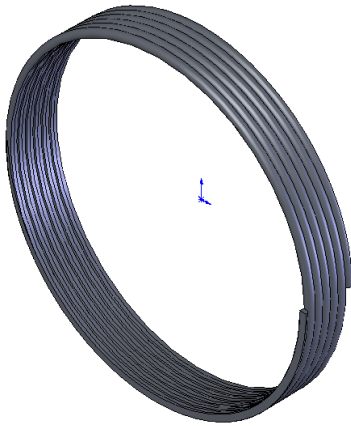




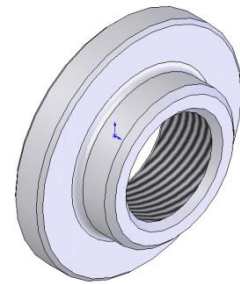
3 – Кільце



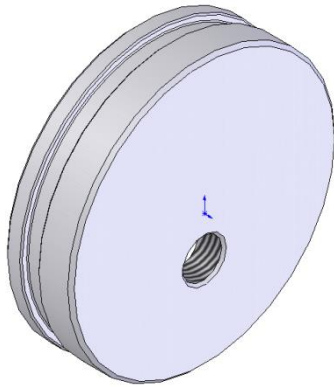
4 – Напрямна



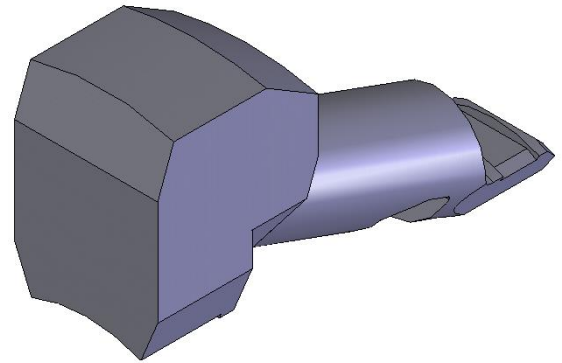
5 – Пружина



6 – Гайка

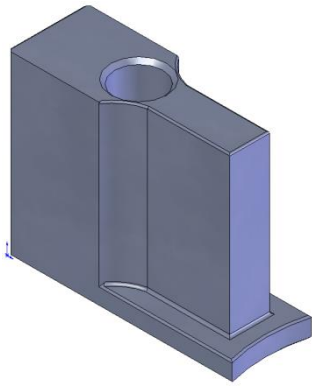


7 – Кришка

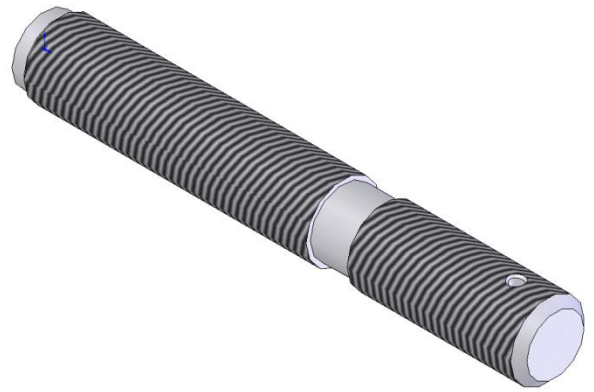


8 – Кулачок затискний

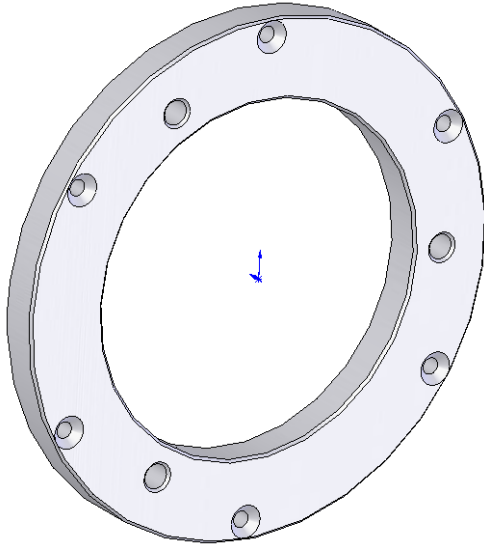




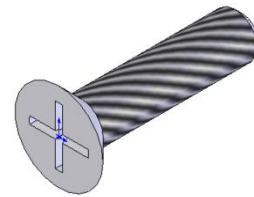
9 – Упор



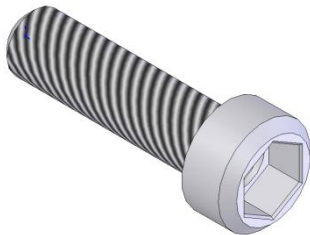
10 – Шпилька



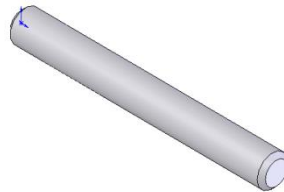
11 – Фланець



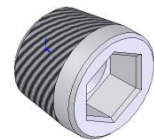
14 – Болт



15 – Гвинт



16 – Штифт



17 – Пробка

У Solid Works® складальну одиницю (зборку) можна створювати паралельно зі створенням деталей. Також після одержання готової зборки можна редагувати поверхні деталей, але потрібно бути дуже уважним та обережним, тому що можна порушити зв'язки (сполучення), і тоді прийдеться почати все спочатку. Сполучення - це функції в *Solid Works*®, що забезпечують геометричний зв'язок між поверхнями різних деталей у зборці.

Підтримуються наступні взаємозв'язки сполучення:

Збіг: обрані грані, крайки і площини (у комбінації один з одним чи з однією вершиною) розділяють ту саму нескінченну лінію. Дві вершини стосуються

Паралельність: обрані елементи однаково спрямовані і знаходяться на постійній відстані друг від друга

Перпендикулярність: обрані елементи під кутом 90 градусів друг до друга

Дотичність: обрані елементи стосуються (як мінімум один елемент повинний бути циліндричним, конічним чи сферичної)

Концентричність: обрані елементи розділяють центральну крапку

Відстань: обрані елементи розташовані на зазначеній відстані

Кут: обрані елементи розташовані під зазначеним кутом

Щоб додати стандартне сполучення необхідно виконати такі дії:

1. Натисніть *Сполучення* (на панелі інструментів "Зборка") чи натисніть *Уставити, Сполучення*.

2. У Property Manager (Менеджері властивостей) у розділі «Вибір сполучень» виберіть об'єкти, для яких потрібно виконати сполучення за допомогою функції *Об'єкти для сполучення*. З'явиться спливаюча панель інструментів, сполучення разом зі сполученням, обраним за замовчуванням, а компоненти перемістяться на місце і відобразяться попередній вид сполучення. Це відбудеться також, якщо вибрати спливаючу панель інструментів і «Попередній перегляд» у групі "Параметри" у PropertyManager (Менеджері властивостей).

3. Виберіть *Додати/завершити* чи сполучення виберіть інший тип сполучення.

4. Натисніть ОК, щоб закрити PropertyManager (Менеджер властивостей).

Для створення зборки необхідно в програмі створити новий документ - Зборка. Далі необхідно вставити компоненти (деталі). Їх можна уставить

відразу всі, але краще вставляти послідовно: у міру виконання складальних операцій.

Першою деталлю, яку необхідно вставити в збірку, повинен бути корпус, тому що відносно системи координат пристрою - він нерухомий, програма автоматично так його і визначить.

Далі необхідно вставити деталі, що виконують головний рух, а також ті, котрі з ними безпосередньо з'єднуються (Тяга, Кулачок і Напрямна).

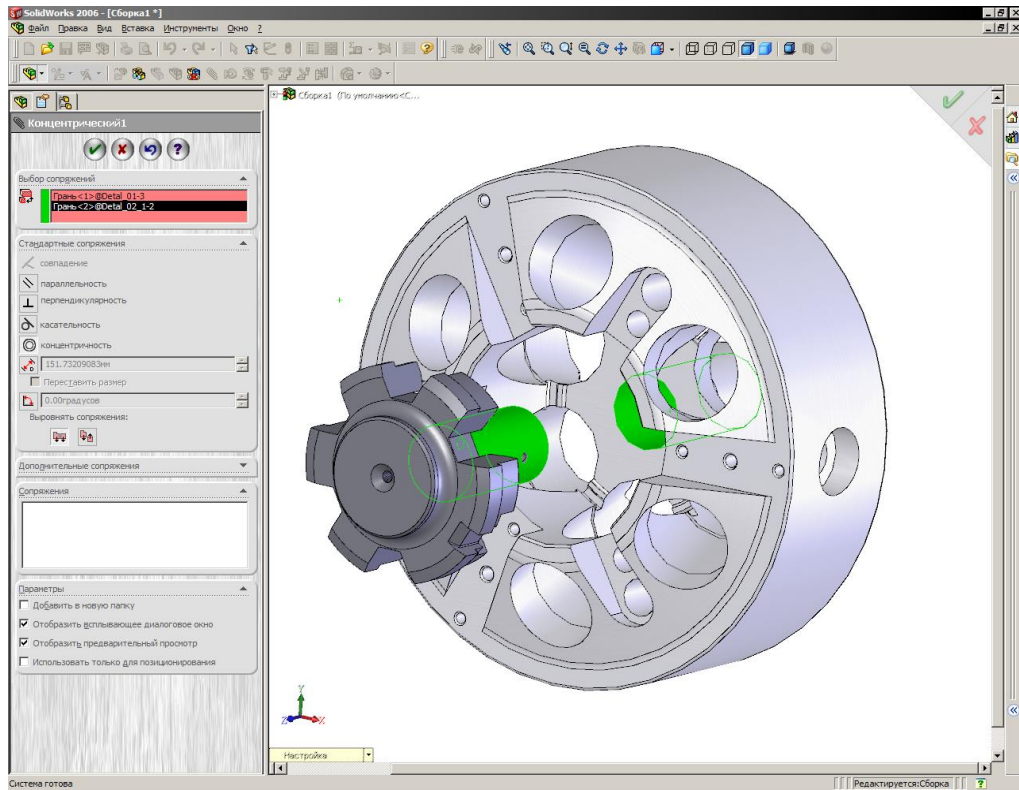


Рис.7.10. Сполучення:1. Тяга з корпусом – концентричність

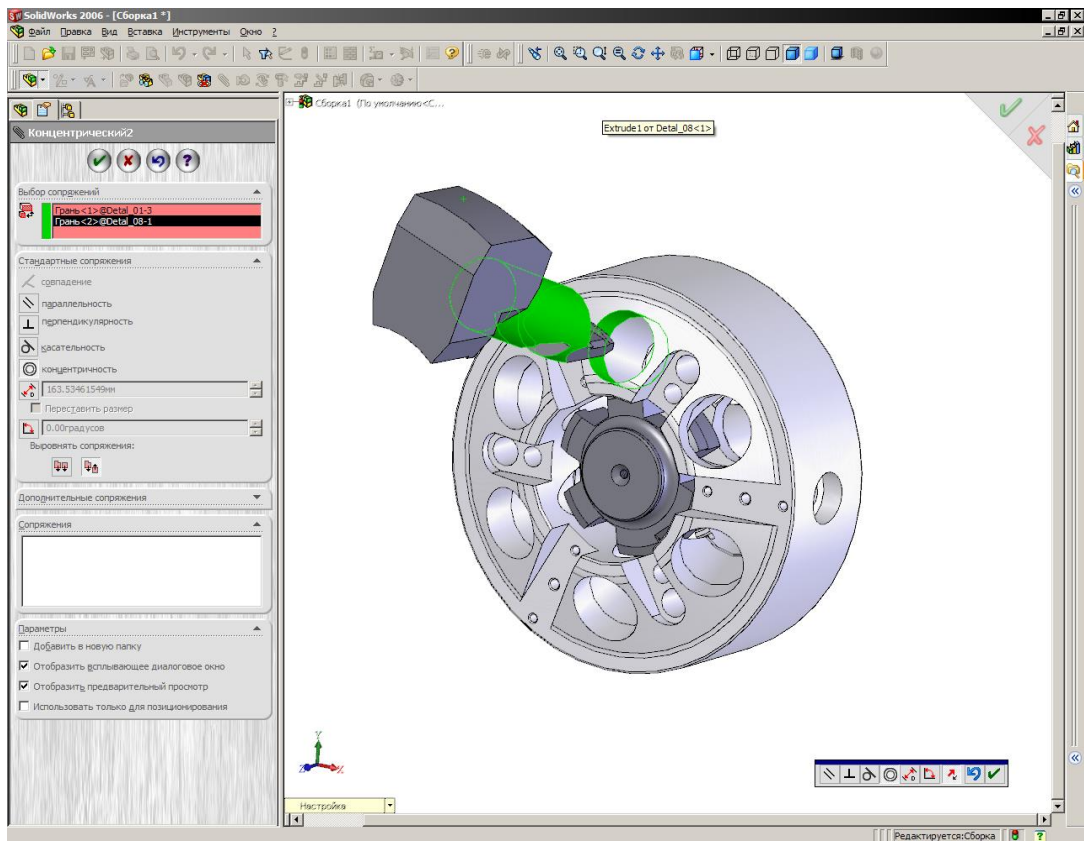


Рис.7.11. Кулачок з корпусом – концентричність

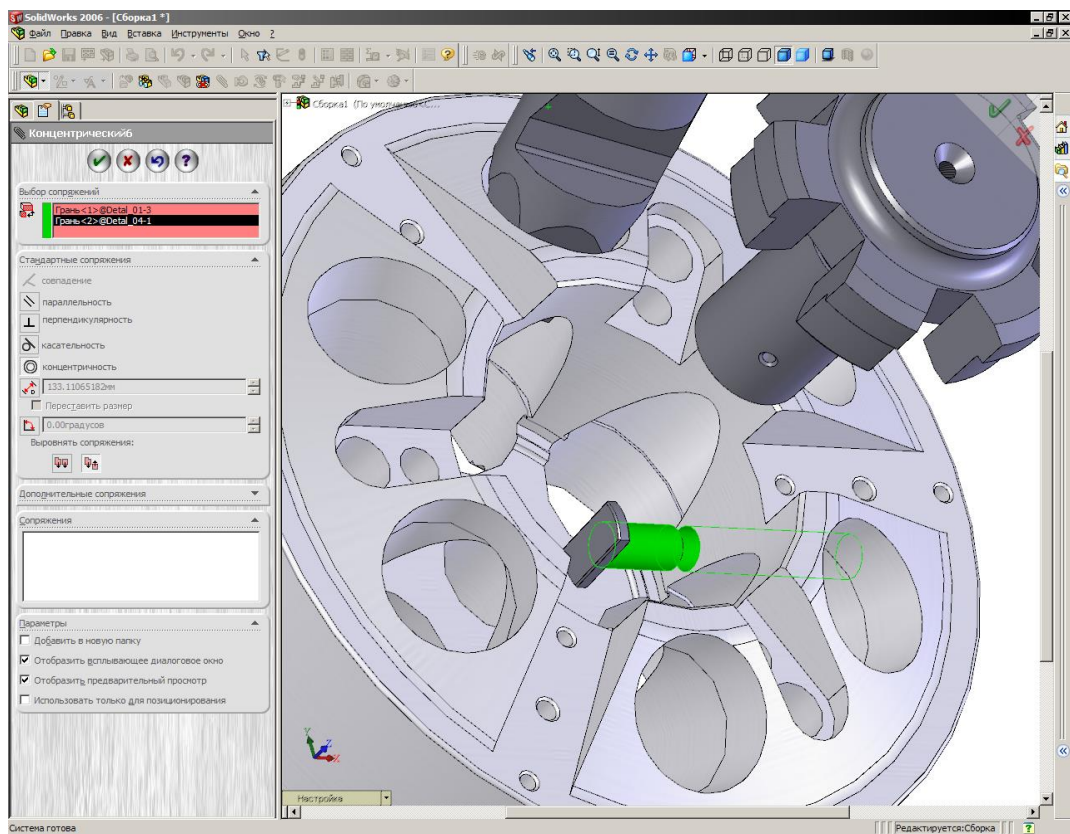


Рис.7.12. Напрямна з корпусом – концентричність



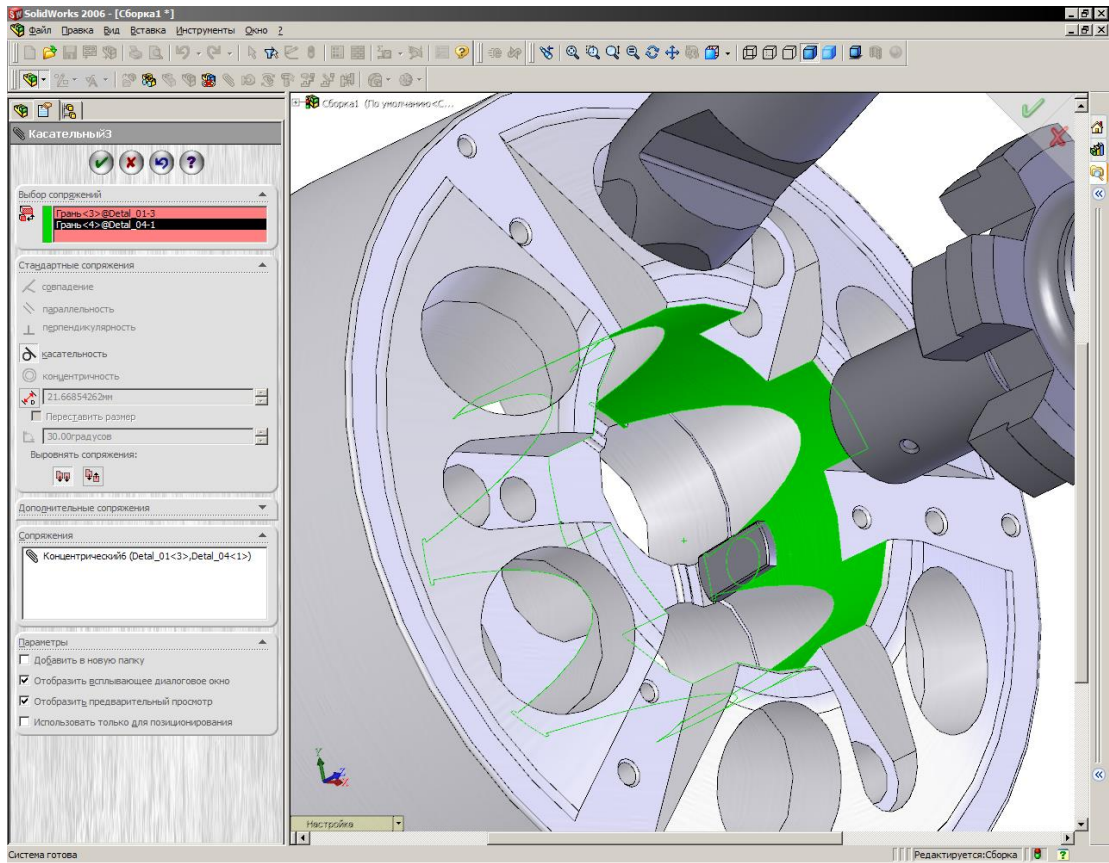


Рис.7.13. Напрямна з корпусом – дотичність

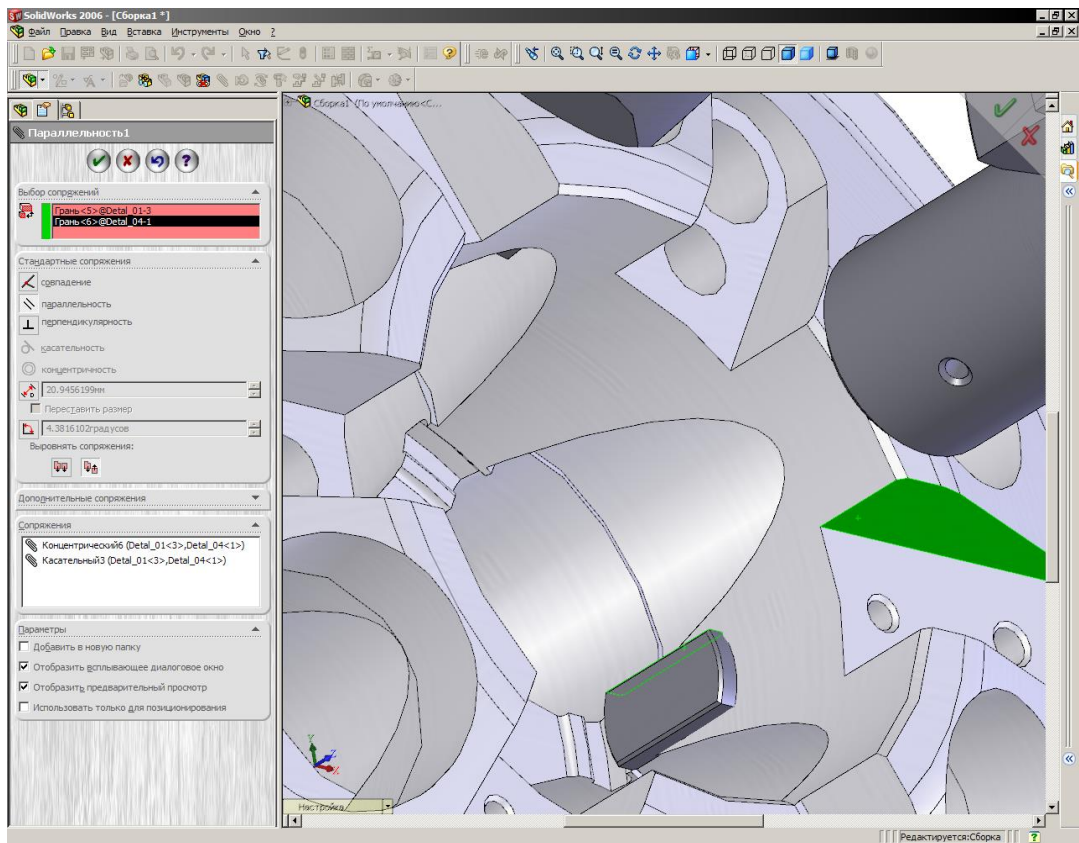


Рис.7.14. Напрямна з корпусом – паралельність

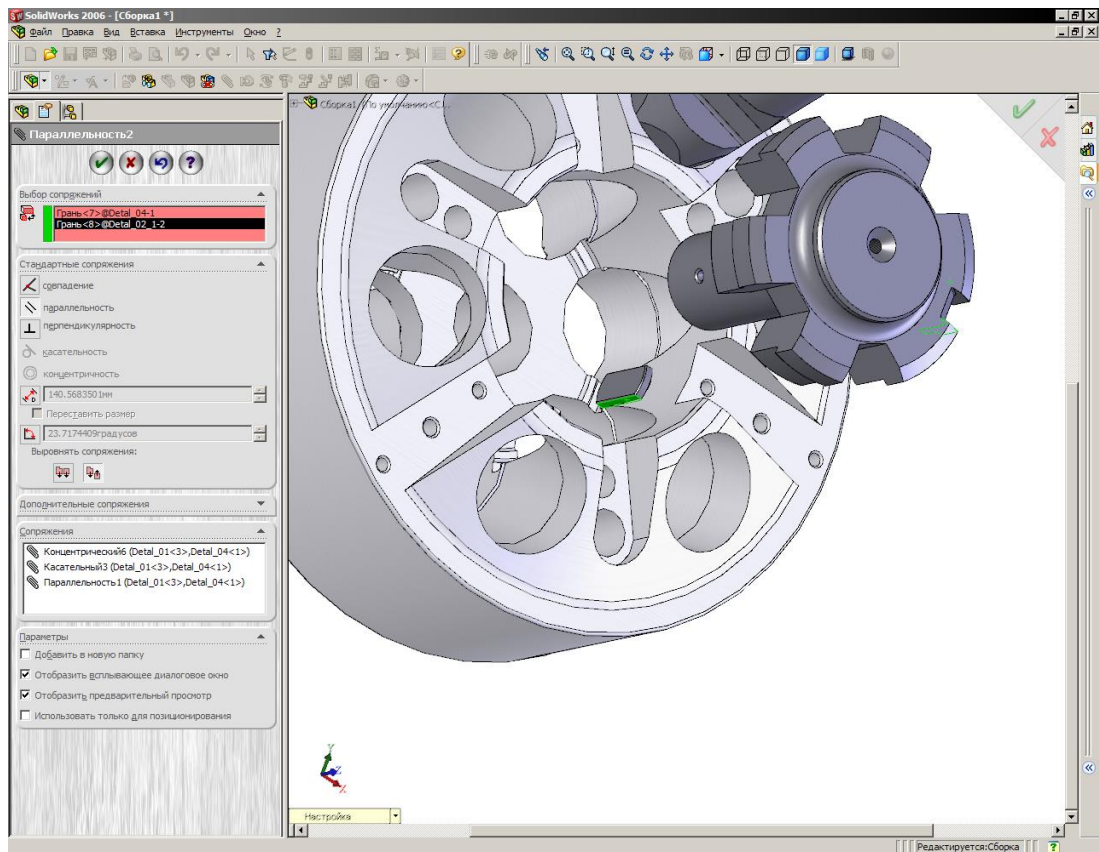


Рис.7.15. Тяга з напрямною – параллельність

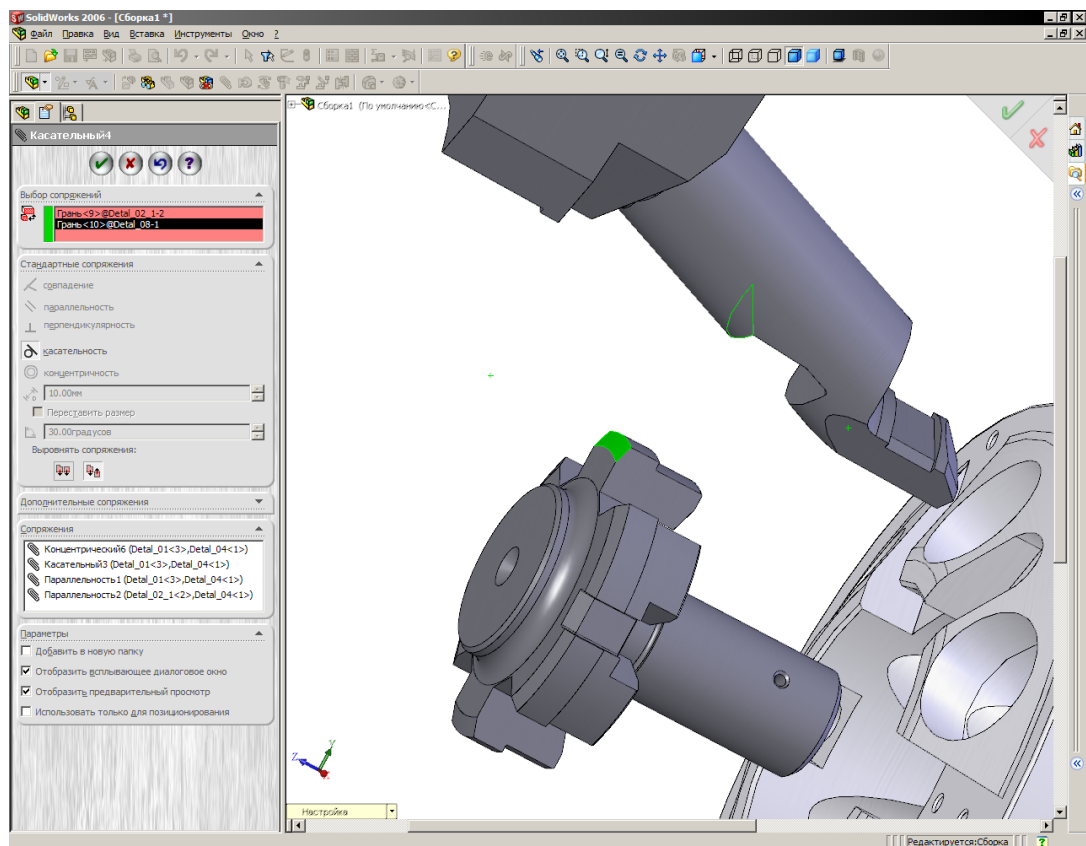


Рис.7.16. Кулачок з тягою – дотичність

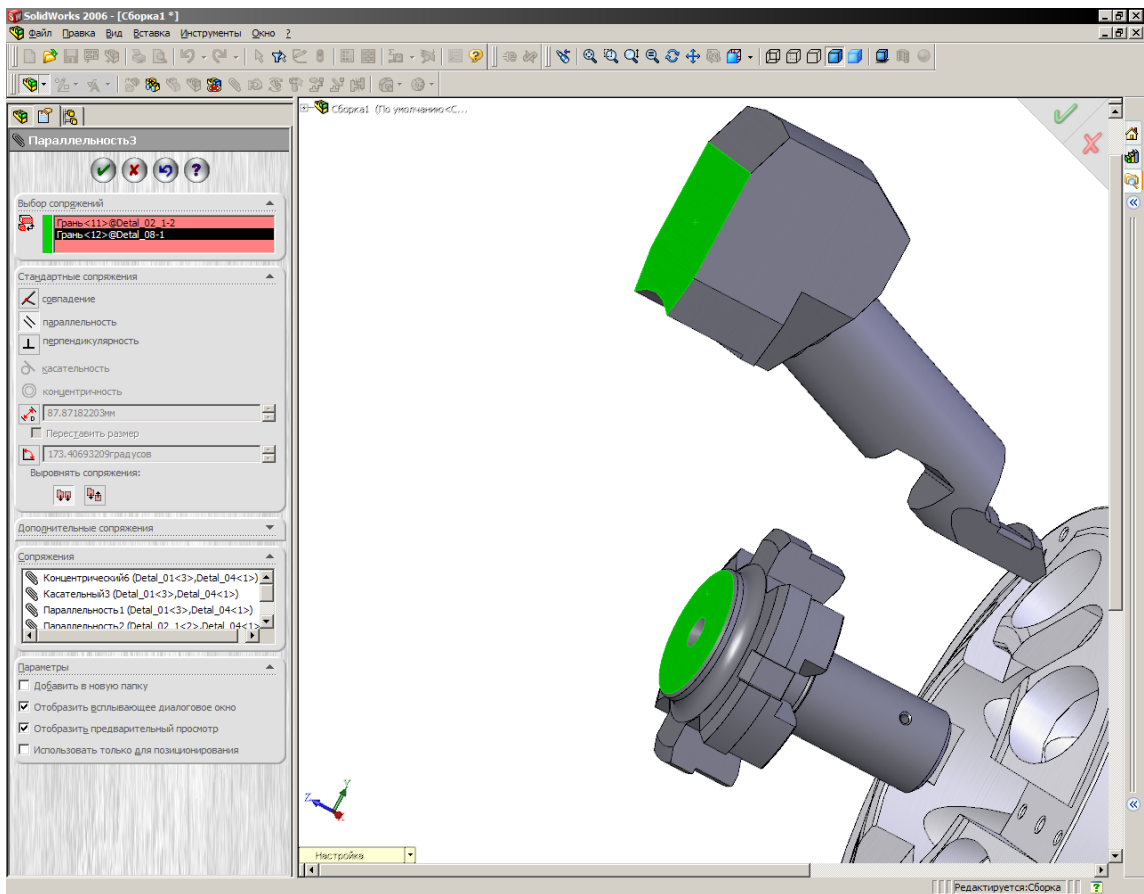


Рис.7.17. Кулачок з тягою – паралельність

Оскільки кулачків у патроні - 6, то потрібно створити ще 5 кулачків. Для цього не обов'язково відкривати деталь 8 ще 5 разів і створювати для них власні сполучення. Можна скористатися функцією *Вставка, Массив компонента, Круговий массив*.

Для створення масиву потрібно мати вісь обертання, що одержуємо за допомогою виділення циліндричної поверхні корпуса і *Вставка, Довідкова геометрія, Вісь*.

Тепер створюємо масив, у параметрах якого потрібно указати вісь, компонент (тобто Кулачок), кут повороту і кількість елементів (6).



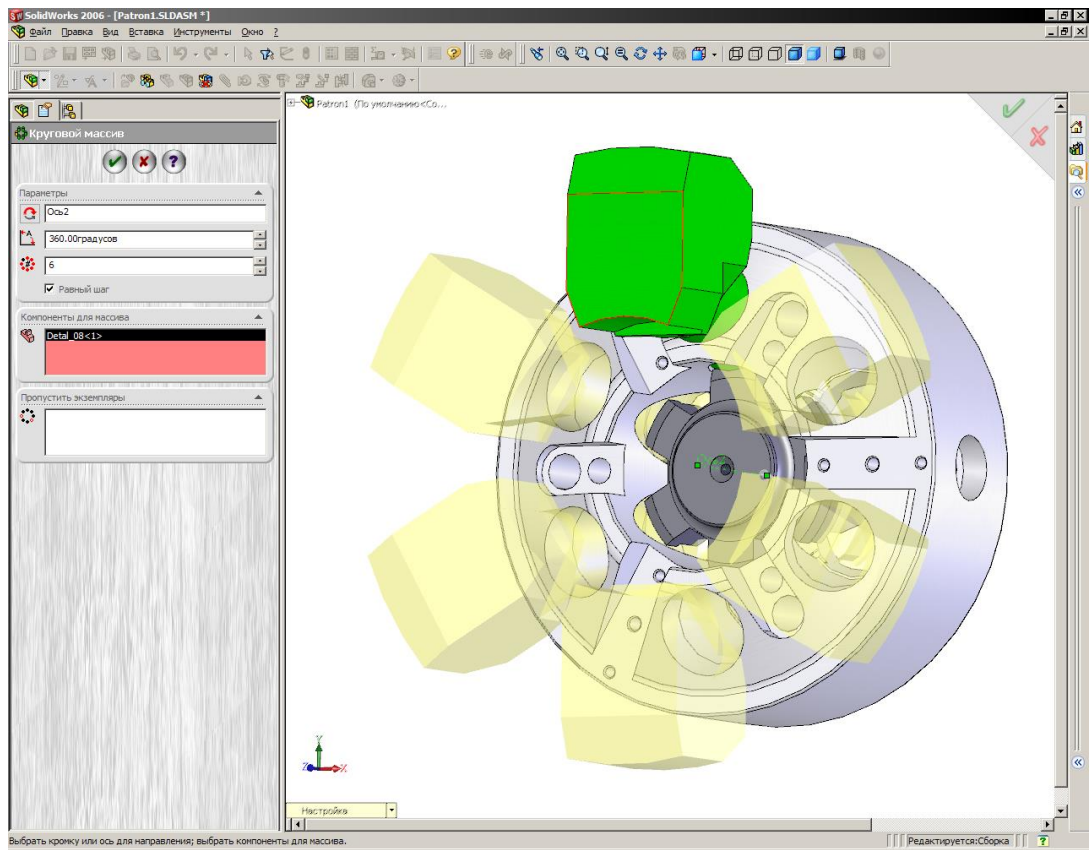


Рис.7.18. Кулачок з тягою та корпусом

Після збирання деталей, що залишилися, і застосування описаних функцій одержуємо збірку багатокулачкового самоцентруючого патрона (рис. 7.19).

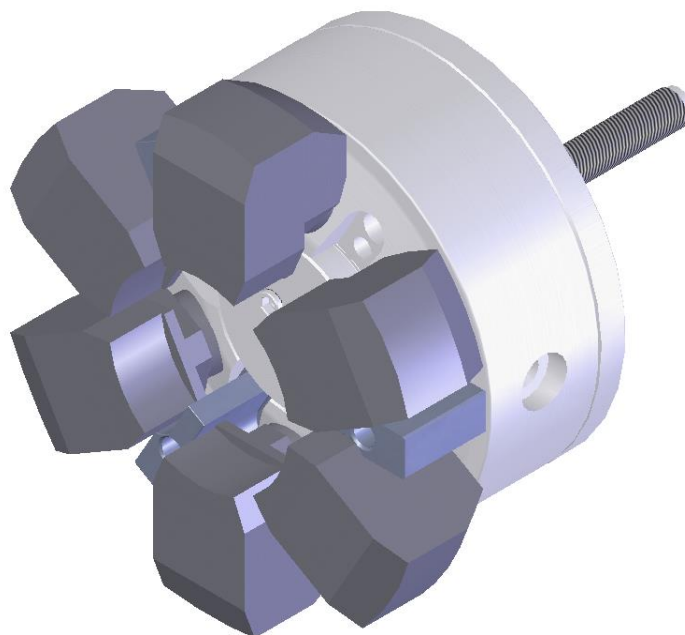


Рис.7.19. ВП - багатокулачковий самоцентрируючий патрон



Для того, щоб легше було відрізнити одну деталь від іншої, кожній деталі можна надати свій колір (приклад – рис. 7.20.).

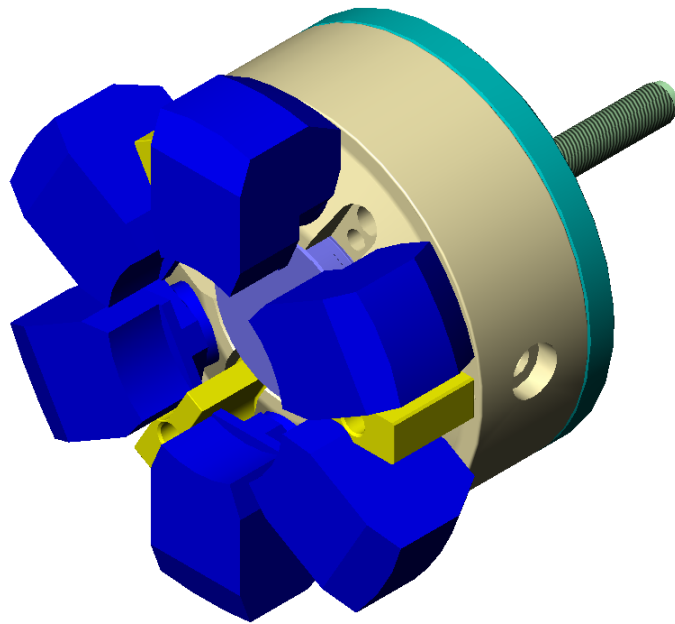


Рис.7.20. ВП - багатоклачковий самоцентрируючий патрон в кольорі

#### **7.4. Генерування цифрової розрахункової моделі верстатного пристрою**

Між параметрами оброблюваної деталі і ВП, що проектується існує інформаційно-функціональний взаємозв'язок. Аналогічні взаємозв'язки існують також між технологічними рішеннями по виготовленню деталі та інформаційними моделями цієї деталі. Все це створює передумови для комплексної автоматизації: детальний технологічний процес виготовлення деталі - проектування і виготовлення ВП - виготовлення деталі. У зв'язку з цим при автоматизації проектування ВП і був визначений метод побудови технологічного оснащення на базі інформаційної моделі, що отримала назву синтезу конструкцій.

В основу цього методу покладено такі принципи:

1. Інформація, що описує конструкцію ВП, є результатом переробки відомостей про деталь і технологічні операції її виготовлення.

2. Для конструкції будь-якого ВП існує можливість її декомпозиції на певне число складових - конструктивних елементів.

3. Конструкція будь-якого ВП може бути синтезована з певного числа конструктивних елементів.

4. Конструктивні елементи відрізняються властивостями і характеристиками, які можна представляти в ЕОМ.

5. Між елементами в конструкції існують кілька модельованих відхилень, загальних для всіх пристроїв.

6. У кожному конструктивному елементі, як різновиді твердого тіла, можна зафіксувати його положення для визначення значень позиційних відносин між елементами.

В якості об'єкта проектування візьмемо багатокулачковий самоцентрируючий затискний патрон. Для вирішення задачі використаємо середовище T-Flex Parametric CAD, а саме - метод кінцевих елементів модуля «T-Flex Аналіз».

У процесі створення цифрової 3D-моделі для розрахунку, необхідно з конструкції патрона вилучити конструктивні елементи та деталі, що не приймають безпосередню участь у роботі механізму. Важливо вилучити дрібні конструктивні та технологічні елементи, такі як: фаски, скруглення, проточки і т.д., такі елементи вносять в систему додаткові значення розрахункових параметрів, що меншою мірою впливають на точність отриманих результатів і більшою мірою впливають на їх коректність, чим і знижують ступінь довіри. Такі обмеження пов'язані з виникненням плоских, або некоректних елементів МКЕ-сітки.

### **7.5. Проектування розрахункової конструкції верстатного пристрою**

У середовищі T-Flex CAD 11 було виконано 3D-модель конструкції патрона у вихідному стані, тобто згідно технічної документації на виріб. Після аналізу та виявлення небажаних елементів було проведено спрощення

даної моделі. В конструкції було об'єднано суміжні з корпусом нерухомі деталі, що забезпечують конструктивну цілісність та функціонування механізму в цілому. Кулачки і шток були спрощені, але робочі поверхні залишалися незмінними. Після опрацювання всієї конструкції синтезована модель складалася з 8-ми деталей, а саме: 6-ти кулачків, 1-го корпусу і 1-го штоку, комплексна складальна модель зображена на (рис.7.20).

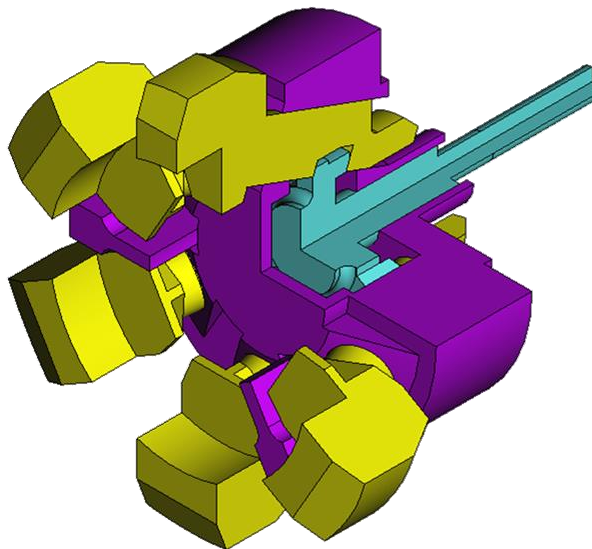


Рис.7.21. Перепроєктована модель

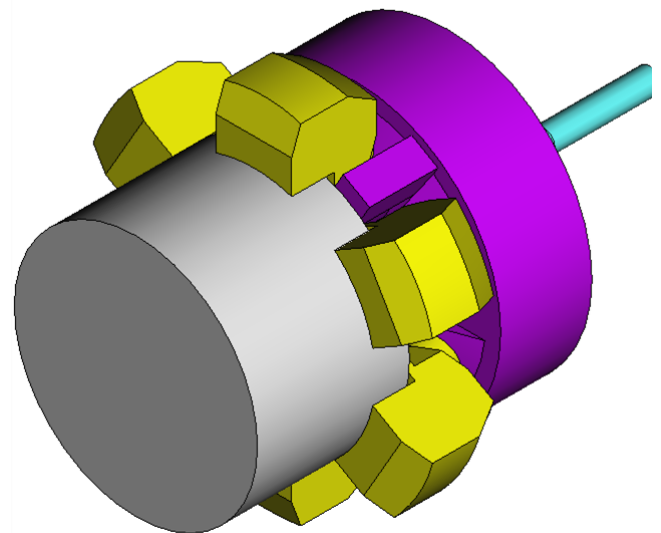


Рис.7.22. Модель патрона для розрахунків

Основним критерієм збірної моделі – є відсутність перетину складальних одиниць між собою та відсутність зазорів [4]. Складання виконується за допомогою інструменту «спряження», з допомогою якого відтворюються кінематичні ланки механізму. Для завершення етапу перепроєктування і складання необхідно «розточити» кулачки під розмір заготовки і додати її до розрахункової моделі (рис.7.22).

## 7.6. Генерування САЕ-сітки

Використовуючи модуль САЕ, необхідно створити задачу «статичного аналізу», що міститиме в собі 9 об'єктів дослідження. Сітка генерується в

системі автоматично, але користувачу необхідно провести процес налаштувань параметрів сітки. САЕ-сітка в даному випадку – тетраедрична. Для розрахунків обираємо більш точну сітку з одиничним елементом із 10 вузлів, також обмежимо мінімальний розмір елементів та кути тетраедра. Інші параметри сітки наведено в діалоговому вікні властивостей сітки (рис. 7.23), де наведено кількість елементів та вузлів. Остаточний вигляд САЕ-сітки зображено на (рис.7.24).

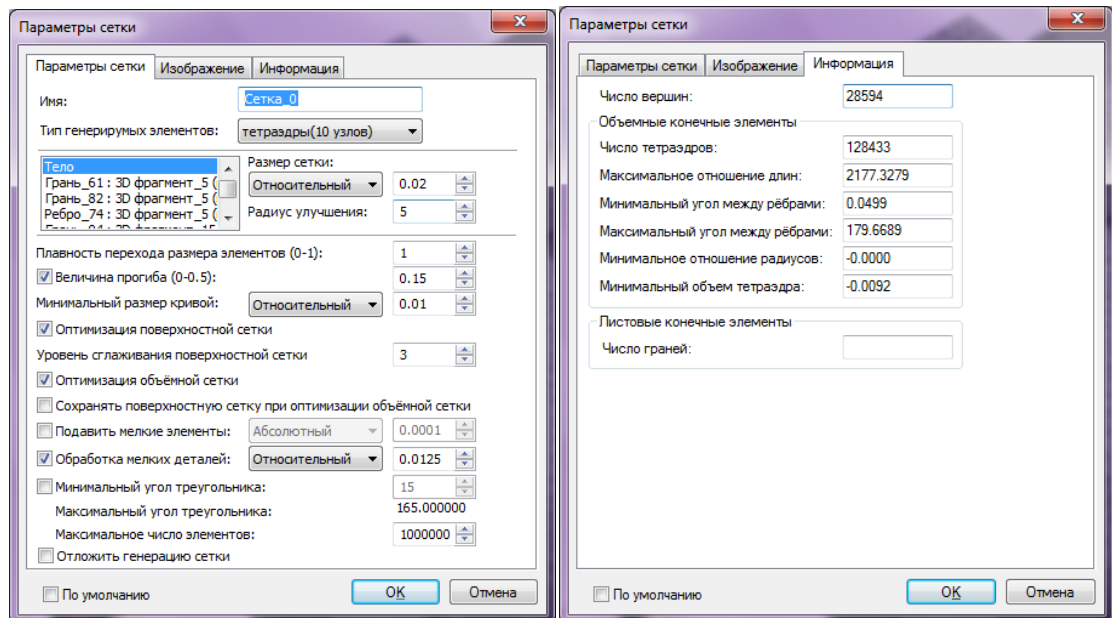
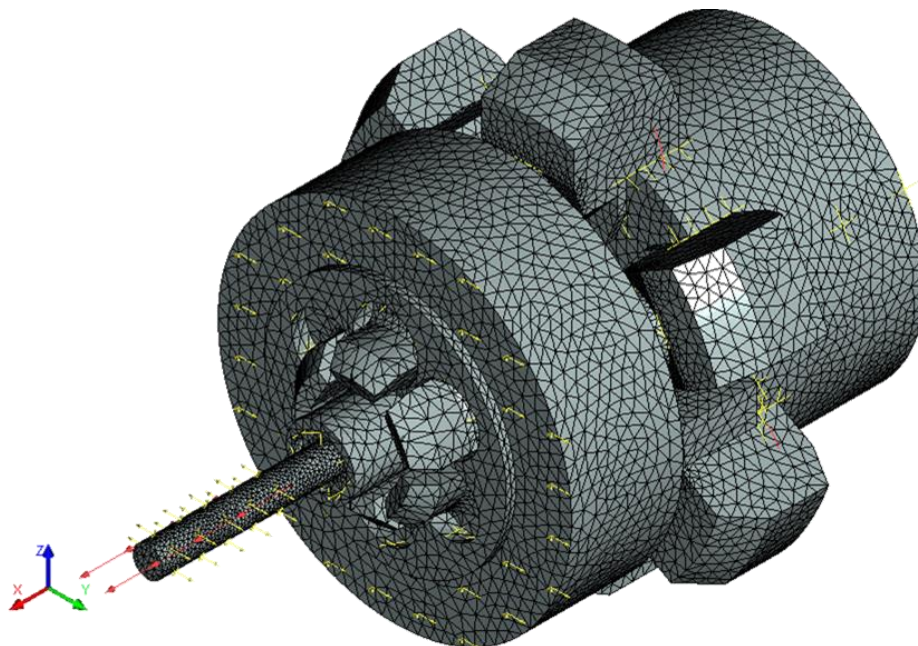


Рис.7.23. Властивості САЕ-сітки розрахункової моделі



### **7.7. Накладання обмежень та навантажень на систему верстатного пристрою**

Завдяки широким можливостям сучасних САЕ-систем стало можливим розрахунок не тільки однієї деталі, а й збірної моделі з декількох одиниць. Для вирішення даного етапу необхідно виявити можливі місця закріплень та контактних взаємодій. Система дозволяє створювати такі обмеження як: жорстке закріплення, часткове закріплення, контакт-жорсткий зв'язок, контакт-дотик, контакт-жорстка стінка. Детальніше про функції, використані для розрахунку обмежень, йдеться далі:

- Жорстке закріплення – полишає об'єкт всіх 6-ти ступнів вільності у місці прикладання.
- Часткове закріплення – забезпечує обмеження переміщень об'єкта за певними напрямками, відповідно до обраної системи координат.
- Жорсткий зв'язок – дозволяє об'єднувати різнорідні деталі з різними фізико-механічними властивостями, контактуючі поверхні сприймають навантаження разом, працюють як одна деталь, виконує функцію аналогічну зварному з'єднанню чи клеєвому.
- Дотик – моделюється контакт між деталями, що можуть вільно переміщатися одна відносно одної, без взаємного проникнення, можливий випадок утворення зазору між тілами.

Між контактуючими рухомими поверхнями було створено контакт типу дотик (робочі направляючі поверхні кулачків та штоку), між нерухомими контактуючими поверхнями створено контакт типу жорсткий зв'язок (базуючі поверхні патрона та кулачків в контакті з заготовкою), неповне закріплення застосовувалося для моделювання абсолютно жорсткого шпинделя (поверхня кріплення до шпинделя та різьбова частина штоку). Для останнього обмеження задавалася циліндрична система координат в якій

корпус полишався всіх переміщень окрім кутового, а шток полишався лише радіального переміщення. Така схема обмежень повністю відображає реальну модель взаємодії між тілами механізму і відкидає надлишкові кінематичні зв'язки. На наведеній схемі закріплення (рис.7.25) зображено умовне позначення закріплень і навантажень та їх розташування в моделі. Після створення всіх обмежень, прикладаються сили, діятимуть на систему. До різьбової частини штоку прикладається навантаження у вигляді рівномірно розподіленої сили, діє в осьовому напрямку. Значення даної сили ми розраховували раніше  $W_{max}=4500\text{Н}$ . Дане навантаження моделює тягове зусилля гідроциліндра. Залишається навантажити модель частотою обертання, що моделюватиме утворення відцентрової сили інерції, тому до всіх тіл прикладається навантаження – обертання і обирається вісь патрона, тобто вісь обертання. В процесі CAE аналізу ми будемо змінювати значення частоти обертання для побудови графічної залежності. Дерево моделі задачі зображено на (рис.7.26).

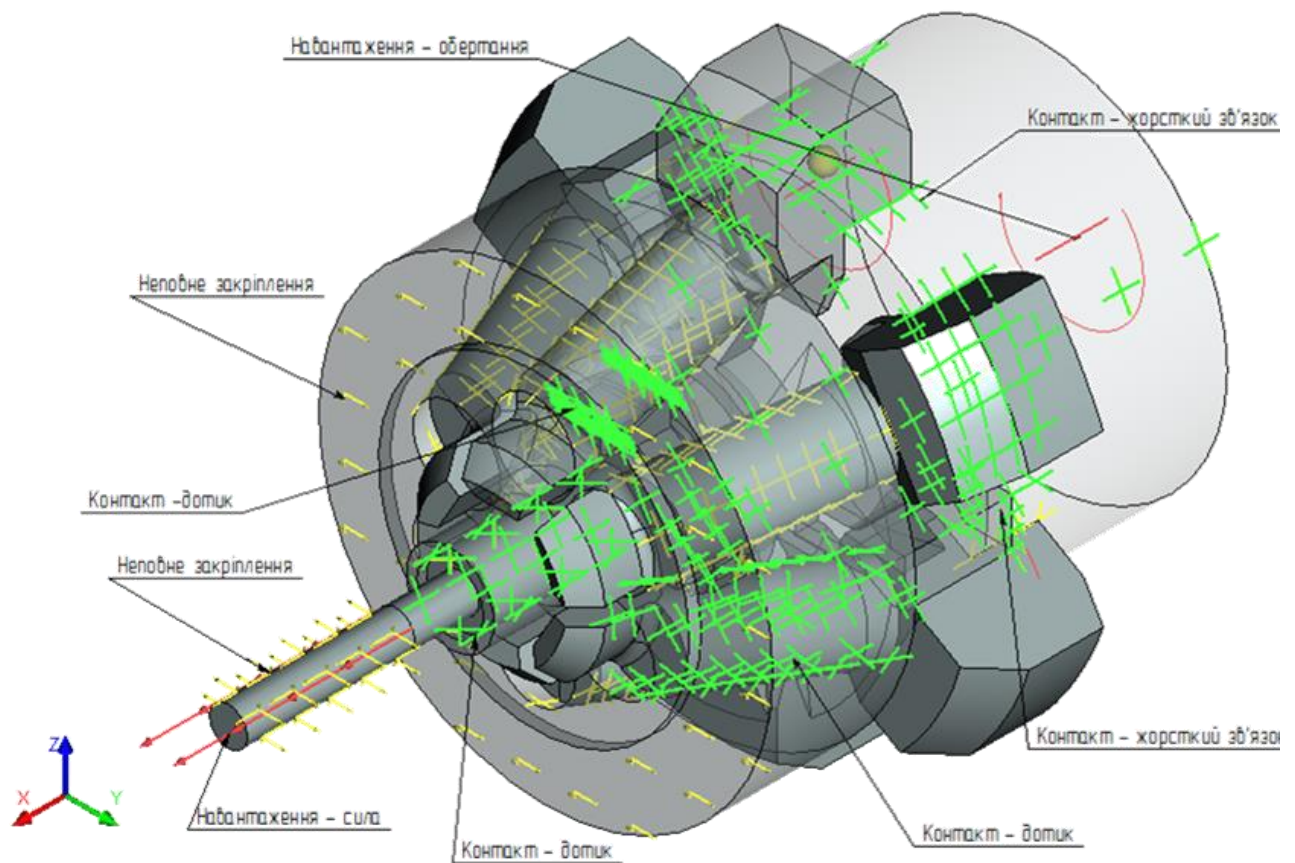




Рис.7.25. Схема закріплень та навантажень на систему

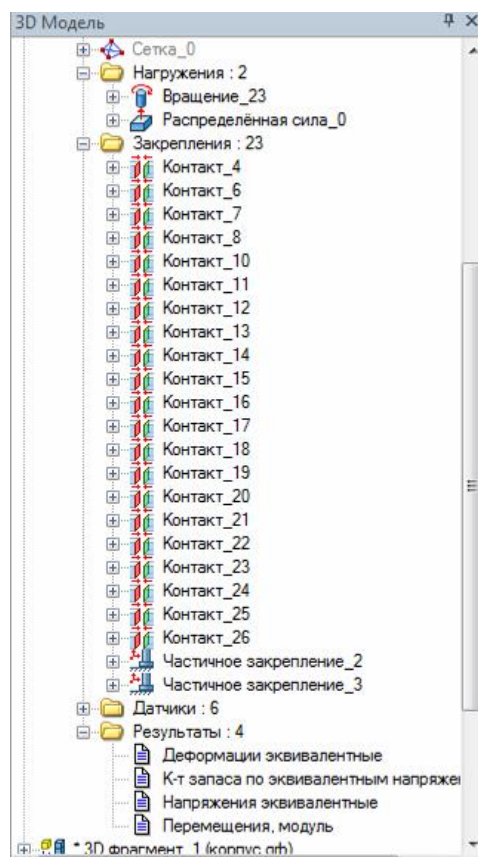


Рис.7.26. Дерево задачі статичного аналізу

## 7.8. Моделювання в САЕ-системі та опрацювання результатів

Для початку моделювання необхідно призначити відповідні матеріали деталей із створеної користувачем бази. Кожний матеріал повинен містити набір фізико-механічних властивостей, що впливатимуть на результати моделювання. Бази заповнюються даними про матеріали, що відповідають маркам за ДСТУ (ГОСТ).

Для визначення падіння затиску необхідно порівняти складно-деформований стан системи в стані спокою, тобто за відсутності обертання, але навантаженої затискним зусиллям, зі станом, коли на патрон діє деяка величина відцентрових сил. Для порівняння між собою приймаємо величину еквівалентних напружень у місці прикладання сили затиску  $Q$ .

$$W' = f(n) = \eta \cdot W ,$$

де  $\eta$  – коефіцієнт зниження сили затиснення;

$$\eta = \frac{\varepsilon_1 - \varepsilon_2}{\varepsilon_1},$$

$\varepsilon_1$  – еквівалентне напруження, що виникло в результаті пластичної деформації у точці прикладання сили затиску, як результат впливу на систему сили затиску і відцентрової сили, Н/м<sup>2</sup>;

$\varepsilon_2$  – еквівалентне напруження, що виникло в результаті пластичної деформації у точці прикладання сили затиску, як результат впливу тільки сили затиску, Н/м<sup>2</sup>;

$W$  – початкова сила затиску на гідравлічному гвинті, Н.

У процесі складно-деформованого стану отримуємо результати у вигляді 3D епюр (рис.7.27, рис.7.28).

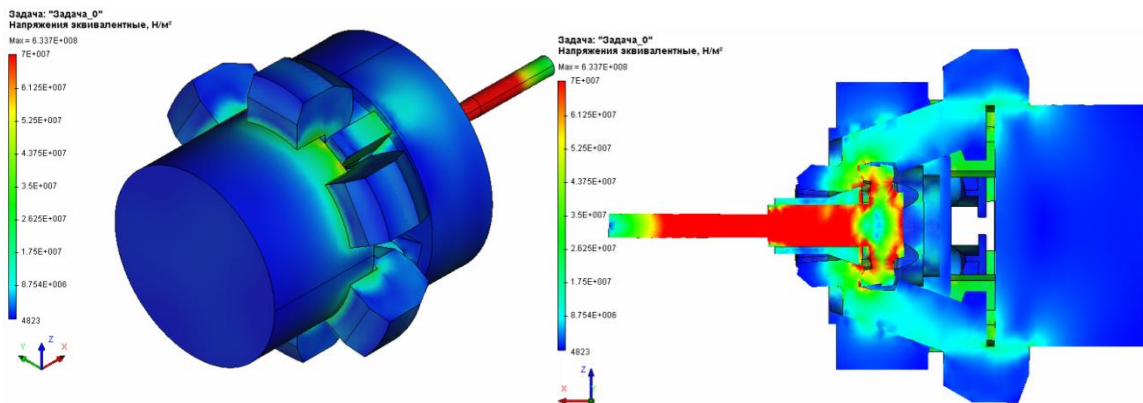


Рис.7.27. Епюри еквівалентних напружень під впливом сили затиску

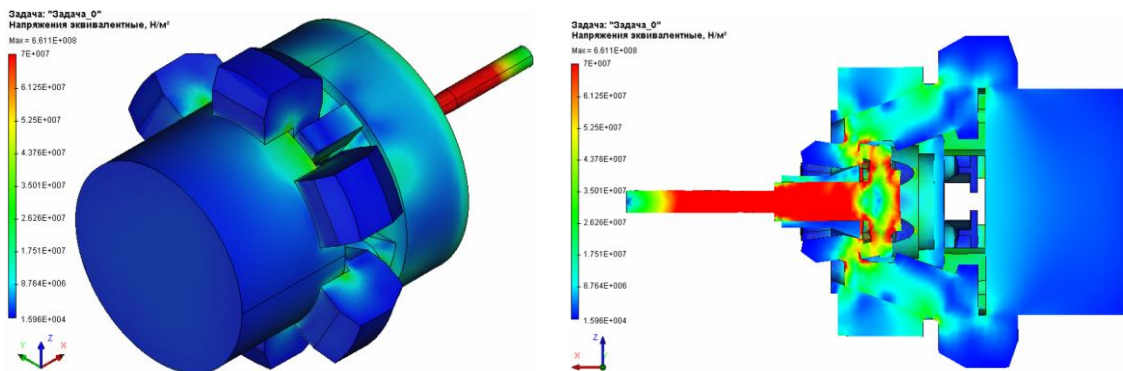




Рис.7.28. Епюри еквівалентних напружень під впливом сили затиску і відцентрових сил

За наведеною вище формулою проводимо розрахунки і будуємо графік (рис.7.29). Для побудови графіку змінюємо частоту обертання від 0 з кроком 500 об/хв, виконуємо приріст до тих пір, коли сила затиску заготовки впаде до  $1/3$  відносно початкового значення, тобто до 33%. Виконані розрахунки зміни динамічної складової сили затиску від частоти обертання досліджуваного затискного патрону в межах, коли сила затиску заготовки впаде до  $1/3$  відносно початкового значення, тобто до 33%.

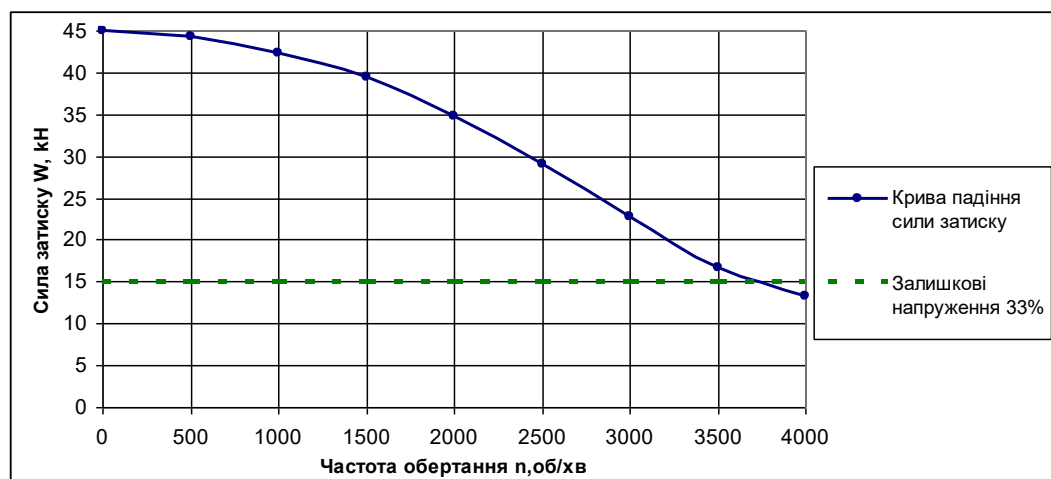


Рис.7.29. Залежність величини сили затиску від частоти обертання

### 7.9. Питання для самоперевірки за розділом

1. Назвіть етапи створення моделі верстатного пристрою.
2. Перерахуйте основні принципів створення моделі верстатного пристрою -затискного патрона .
3. Охарактеризуйте етапи створення складальної одиниці.
4. Охарактеризуйте етапи генерування цифрової розрахункової моделі верстатного пристрою.
5. Охарактеризуйте етапи проектування розрахункової конструкції верстатного пристрою.
6. Охарактеризуйте етапи генерування САЕ-сітки

7. Які можливі обмеження та навантажень на систему верстатного пристрою?
8. Охарактеризуйте суть моделювання в САЕ.

## СПИСОК РЕКОМЕНДОВАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Ансеров М.А. Приспособления для металлорежущих станков. Изд-е 4-е, исправл. и доп. М.: «Машиностроение» (Ленингр. от-ние), 1975. – 656 с.
2. Аверьянов И.Н. Проектирование и расчет станочных и контрольно–измерительных приспособлений в курсовых и дипломных проектах: учебное пособие / И.Н. Аверьянов, А.Н. Болотеин, М.А. Прокофьев. – Рыбинск: РГАТА, 2010. – 220 с.
3. Богуслаев В.А. Станочные приспособления. Учебное пособие. Издание 2–е / В.А. Богуслаев, В.А. Леховицер, А.С. Смирнов. –Запорожье.: Изд. ОАО «Мотор Сич», 2004. –461с.
4. Бондаренко С.Г. Розмірні розрахунки механоскладального виробництва. Навчальний посібник.–Київ: ІСДО, 1993. –544 с.
5. Боровик А.І. Технологічна оснастка механоскладального виробництва .Київ: Кондор, 2008. – 726 с.
6. Гевко Б.М., Дичковський М.Г., Матвійчук А.В. Технологічна оснастка:Контрольні пристрої. Навчальний посібник / Під ред. проф. Гевка Б.М. — Київ : Кондор, 2009. — 220 с.
7. Горошкин А.К. Приспособления для металлорежущих станков. Справочник. Изд. 6-е. — М.:Машиностроение,1979. –303 с.
8. Дипломное проектирование по технологии машиностроения. Под ред. В.В.Бабука – Минск: Вышэйшая школа, 1979 –464 с.
9. Украженко К.А. Захватные устройства промышленных роботов. Учебное пособие / К.А. Украженко, Ю.В. Янчевский, А.А. Кулебякин, А.Ю. Торо пов. – Ярославль: Изд–во ЯГТУ, 2007. – 83 с.
10. Корсаков В.С. Основы конструирования приспособлений. Учебник для вузов. 2-е изд., переработанное и дополненное. –М.: Машиностроение, 1983– 275с.

11. Кузнецов Ю.И. Конструкции приспособлений для станков с ЧПУ: Уч. пособие для СПТУ. –М.: Высшая школа, 1988. –303 с.
12. Агрегатно–модульне технологічне обладнання: В 3–х частинах. Під ред. Ю. М. Кузнецова / Крижанівський В. А., Кузнецов Ю. М., Кіріченко А. М. та інші. — Кіровоград, 2003. — ч.1 — 422с. — ч.2 — 286с. — ч.3 — 507с.
13. Кузнецов Ю. Н., Волошин В. Н., Неделчева П. М., Эль–Дахаби Ф. В. Зажимные механизмы для высокоскоростной и прецизионной обработки резанием. В двух частях. под. ред. Ю. Н. Кузнецова, — К.: ООО «ЗМОК» — ООО «Гнозис». ч.1, 2009. — 270 с.
14. Кузнецов Ю. Н., Волошин В. Н., Неделчева П. М., Эль–Дахаби Ф. В. Зажимные механизмы для высокоскоростной и прецизионной обработки резанием. В двух частях. под. ред. Ю. Н. Кузнецова, — К.: ООО «ЗМОК» — ООО «Гнозис». ч.2, 2010. — 466 с.
15. Курсовое проектирование по технологии машиностроения. Под ред. А.Ф.Горбачевича – Минск: Высшэйшая школа, 1975 –287с.
16. Приходько В.П. Розрахунок похибок базування з використанням розмірних ланцюгів / В.П. Приходько //”Вестник Национального технического университета Украины ”Киевский политехнический институт”. Машиностроение. — 2003. —№44. —с. 199–201.
17. Косилов. А.Г. Справочник технолога–машиностроителя. В 2–х томах/ Под ред. А.Г. Косиловой, Р.К. Мещерякова– 4–е изд., переработ. и дополн.– М.: Машиностроение, 1985.–1986.
18. Вардашкин Б.Н. Станочные приспособления: Справочник в 2 томах. –М.: Машиностроение: Т1/ Под ред. Б.Н.Вардашкина, А.А. Шатилова. 1984. – 592с.; Т2/ Под ред. Б.Н.Вардашкина, В.В.Данилевского. 1984. – 656с.
19. Сторож Б.Д. Розрахунок верстатних пристроїв на точність: навч. посібник. / Б.Д. Сторож, Р.Т. Карпик. –Івано–Франківськ: Факел, 1999. – 187с.

20. Терликова Т.Ф. Основы конструирования приспособлений / Т.Ф. Терликова, А.С. Мельников, В.И. Баталов. - М.:Машиностроение, 1980.– 120 с.
21. Уткин Н.Ф. Приспособления для механической обработки. – Ленинград: Лениздат, 1980. – 160 с.
22. Пашкевич М.Ф. Технологическая оснастка / М. Ф. Пашкевич, Ж. А. Мрочек, Л. М. Кожуро, В. М. Пашкевич: Учебник для студентов машиностроительных специальностей вузов. – Минск.: Адукацыя і выхаванне, 2002. – 320 с.: ил.
23. Perović V. Vorrichtungen im Werkzeugmaschinenbau: Grundlagen, Berechnung und Konstruktion Springer–Verlag Berlin Heidelberg, 2013. 234 s.
24. Верников А.Я. Магнитные и электромагнитные приспособления в металлообработке . –М.: Машиностроение, 1984. — 160 с.: ил.
25. Боровик А.І. Технологічна оснастка механоскладального виробництва: підручник для вищ.навч.закл. –Київ: Кондор, 2008. – 726 с.
26. Ильицкий, В.Б. Проектирование технологической оснастки: учеб. пособие / В.Б. Ильицкий, В.В. Ерохин – 2–е изд., стереотип. – Брянск: БГТУ, 2006. – 123 с.
27. Гурьянихин, В.Ф. Технологическая оснастка: учебное пособие / В.Ф. Гурьянихин, А.Д. Евстигнеев. -Ульяновск: УлГТУ, 2006. - 80 с.
28. Косов Н.П. и др. Технологическая оснастка: вопросы и ответы . Учебное пособие для вузов. – М.: Машиностроение, 2007. – 304 с.
29. Блюменштейн В.Ю. Проектирование технологической оснастки / В.Ю. Блюменштейн , А.А. Клепцов: Учебное пособие. 2-е изд., испр. и доп. — СПб.: Издательство «Лань», 2011. — 224 с.
30. Методичні вказівки до виконання комплексних контрольних робіт з дисципліни «Проектування верстатного оснащення» для студентів спеціальності 7.05050301, 8.05050301 «Металорізальні верстати та системи»

[Електронний ресурс] / О. В. Литвин; НТУУ «КПІ». – Електронні текстові дані (1 файл: 148 Кбайт). – Київ : НТУУ «КПІ», 2014. – Режим доступу : <http://ela.kpi.ua/handle/123456789/6957>. – Назва з екрана. – Мова укр.

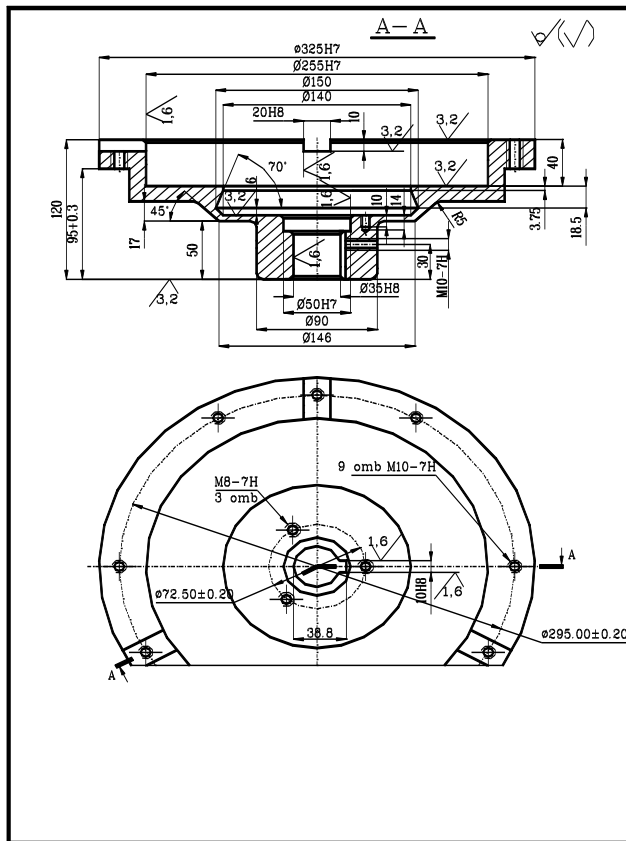
31. Методичні вказівки до виконання розрахунково–графічної роботи з дисципліни «Проектування верстатного оснащення». «Порядок виконання розрахунково–графічної роботи» [Електронний ресурс] / НТУУ «КПІ» ; уклад. О. В. Литвин, В. А. Недобой. – Електронні текстові дані (1 файл: 1,53 Мбайт). – Київ : НТУУ «КПІ», 2015. – Режим доступу: <http://ela.kpi.ua/handle/123456789/11127>.. – Назва з екрана. – Мова укр.

32. Методичні вказівки до виконання розрахунково–графічної роботи з дисципліни «Проектування верстатного оснащення». «Варіанти завдань» [Електронний ресурс] / НТУУ «КПІ» ; уклад. О. В. Литвин, В. А. Недобой. – Електронні текстові дані (1 файл: 1,24 Мбайт). – Київ : НТУУ «КПІ», 2015. – Режим доступу: <http://ela.kpi.ua/handle/123456789/11128>. – Назва з екрана. – Мова укр.

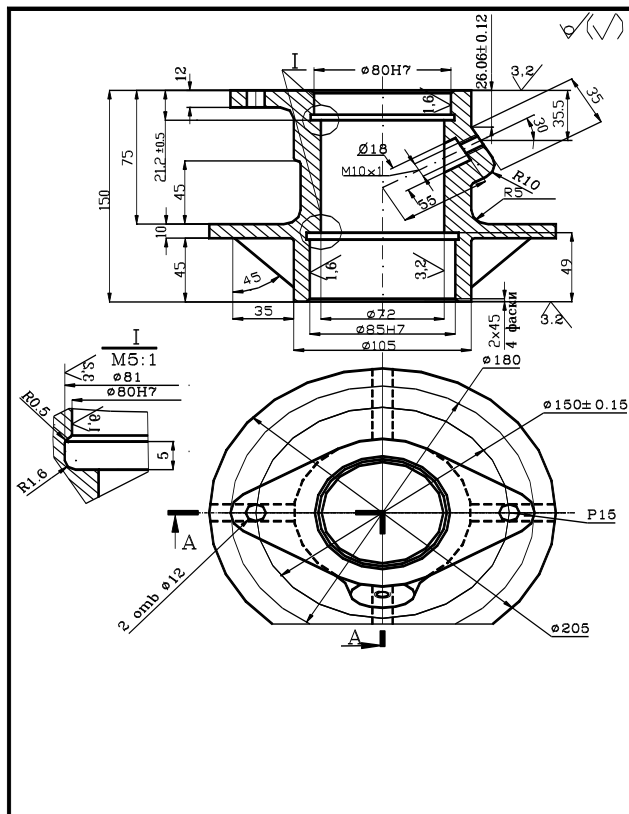
33. Павличенко П.А. Методические указания к изучению дисциплины «Конструирование станочных приспособлений». Расчет сил закрепления заготовок/ сост .П.А.Павличенко, В.П.Приходько - Киев: КПИ, 1984. -52 с.

34. Патент CN107186709 (A). Control method and system of collaborative robot Guo Yi; SHU Yafeng shenzhen ruike zhilian tech co ltd, МПК В25J9/16, МПК G06F21/46.



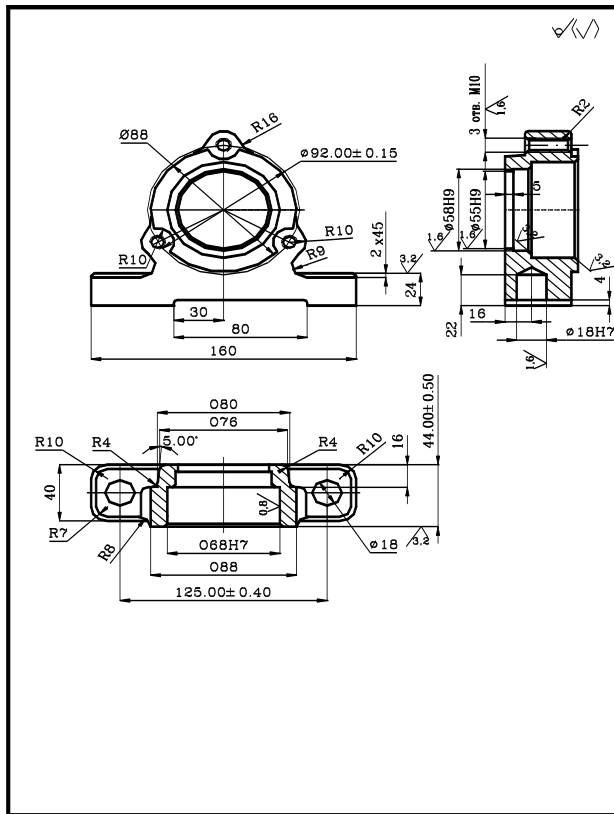


Деталь 3

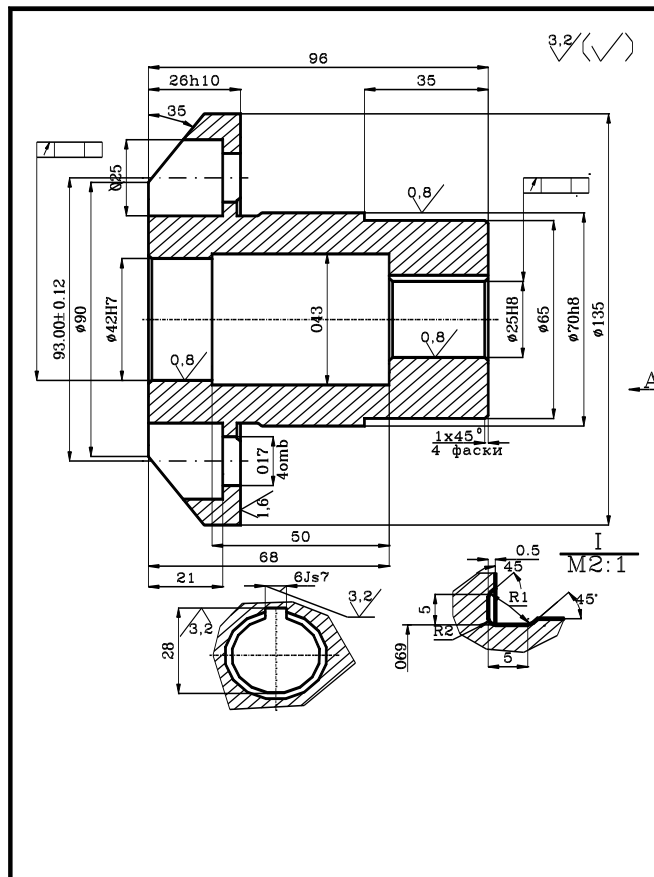


Деталь 4

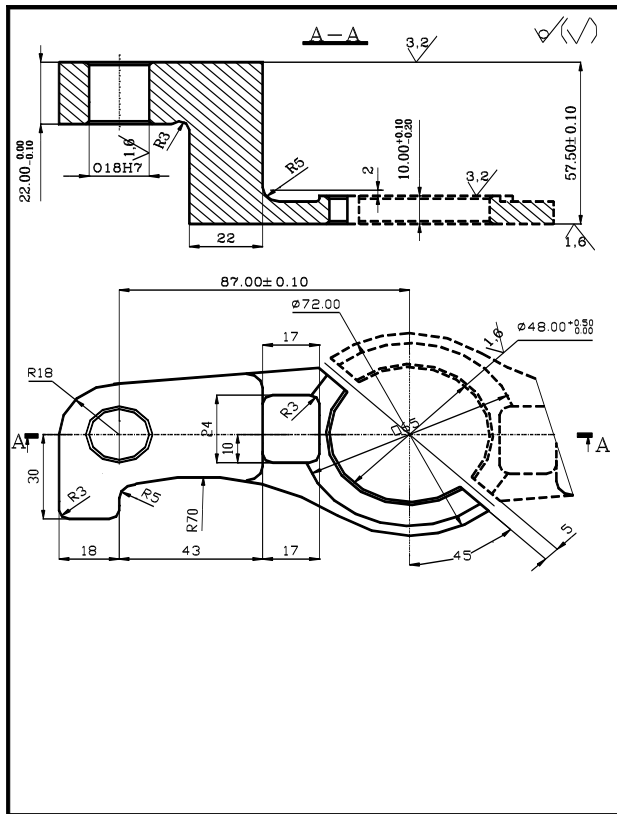




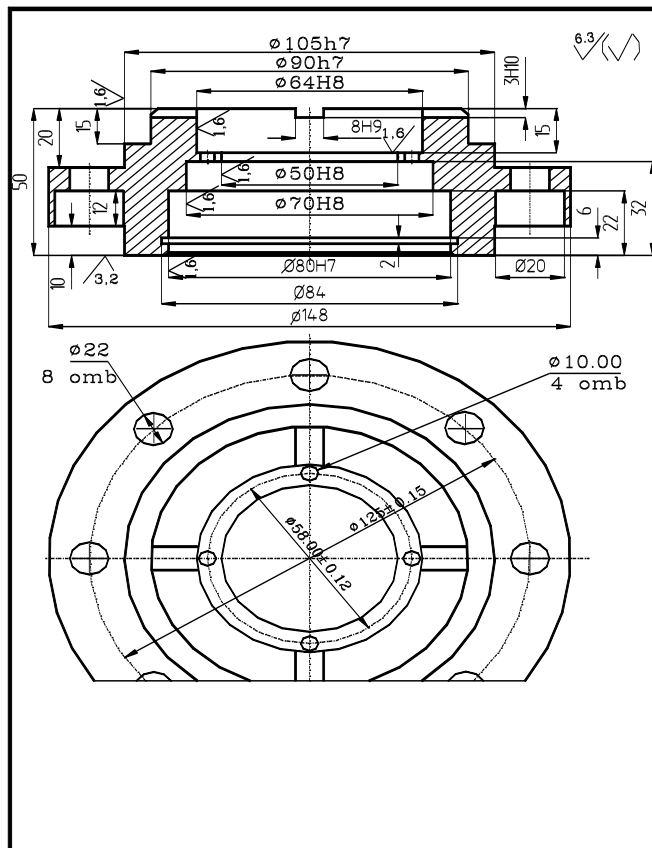
Деталь 5



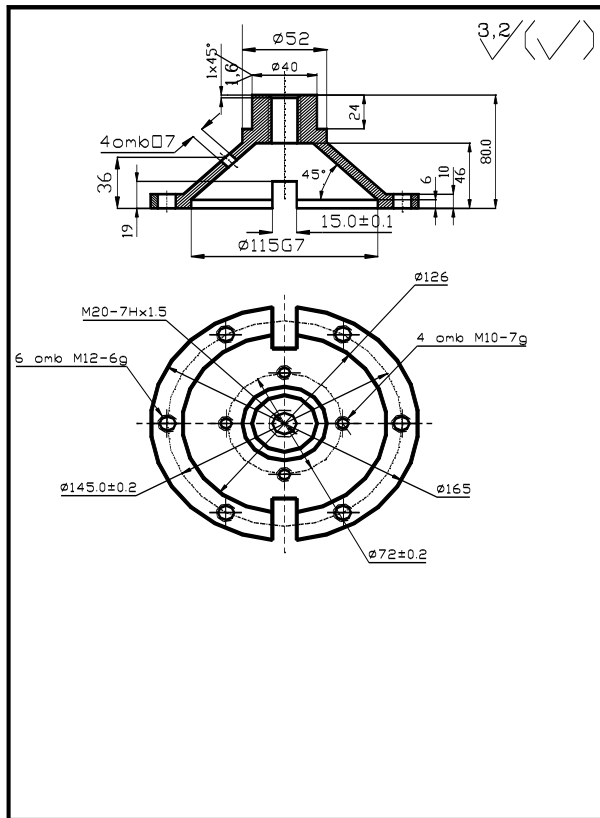
Деталь 6



Деталь 7



Деталь 8



Деталь 9

## Додаток Б

### Приклади розрахунку затискних систем верстатних пристроїв

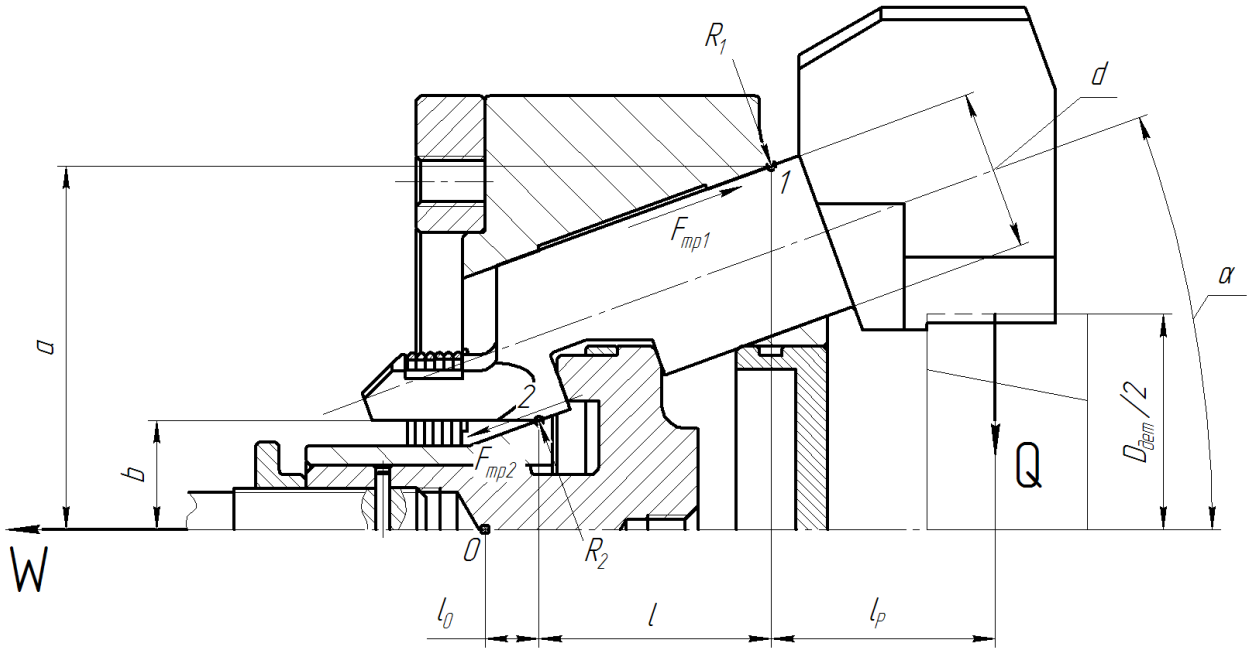


Рис. Б–1.. Схема сил, що діють в затискному патроні

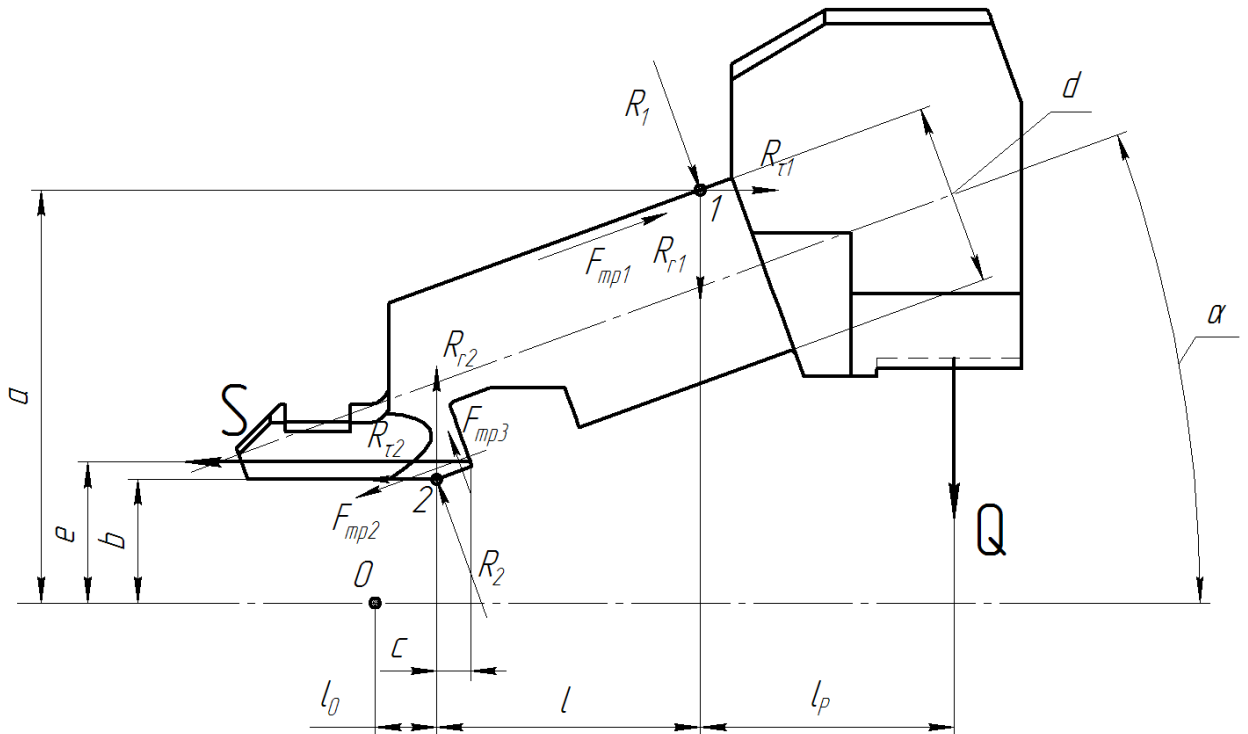


Рис.Б–2. Схема рівноваги кулачка затискного патрону

Маємо формулу для визначення сили в приводі:

$$W = Q \cdot \frac{(l_0 + l + l_p) \cdot k_1 - (l + l_p) \cdot k_2 + l_p \cdot k_3}{(e + f \cdot (l + c) \cdot \cos^2 \alpha) \cdot k_1 - (a - e + f \cdot c \cdot \cos^2 \alpha) \cdot k_3 - ((e - b) + f \cdot c \cdot \cos^2 \alpha) \cdot k_2}, H$$

де:

$f$  – коефіцієнт тертя в напрямних, ( $f=0,1..0,2$ );

$$k_1 = l \cdot \cos \alpha + (a - b) \cdot \sin \alpha + f \cdot d ;$$

$$k_2 = (l + l_0) \cdot \cos \alpha + a \cdot \sin \alpha + f \cdot (b + d \cdot \cos \alpha) ;$$

$$k_3 = (l_0 \cdot \cos \alpha + b \cdot \sin \alpha + f \cdot b \cdot \cos \alpha) .$$

Геометричні значення величин визначаються з креслення, виходячи з умов прийнятої заготовки та розточених кулачків (рис.Б–3).

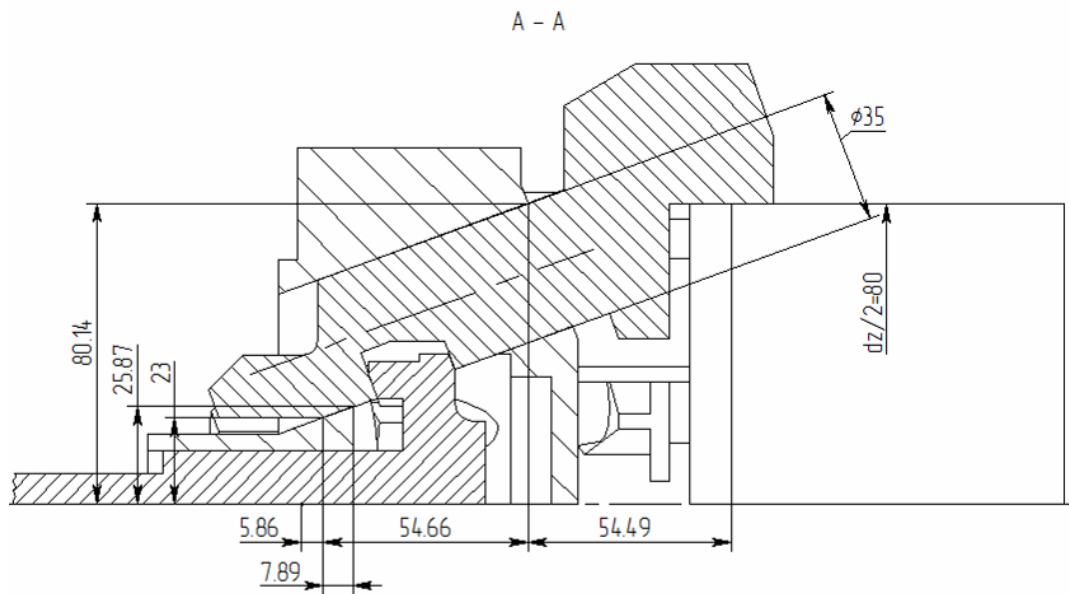


Рис.Б–3. Схема для визначення геометричних параметрів затискного патрону

$$P_z = 1,6 \cdot 10 \cdot 2050 = 3280 \text{ Н} ;$$

$$Q = \frac{32800 \cdot 1,5}{0,35} \times \frac{140}{160} = 12300 \text{ Н} ;$$

$$k_1 = 75,1 ; k_2 = 90,99 ; k_3 = 15,97 ;$$

$$W = 123000 \cdot \frac{(5,86 + 54,66 + 54,49) \cdot 75,11 - (54,66 + 54,49) \cdot 90,99 + 54,49 \cdot 15,97}{(25,87 + 0,12 \cdot (54,66 + 7,89) \cdot \cos^2 20) \cdot 75,11 - (80,14 - 25,87 + 0,12 \cdot 7,89 \cdot \cos^2 20) \cdot 15,97 - ((25,87 - 23) + 0,12 \cdot 7,89 \cdot \cos^2 20) \cdot 90,99} = 45084 \text{ Н}$$

Для розрахунків приймаємо  $W=4500 \text{ Н}$

## Додаток В

### Конструкції верстатних пристрої для верстатів з ЧПК



Рис. В-1. Універсально – збірні ВП

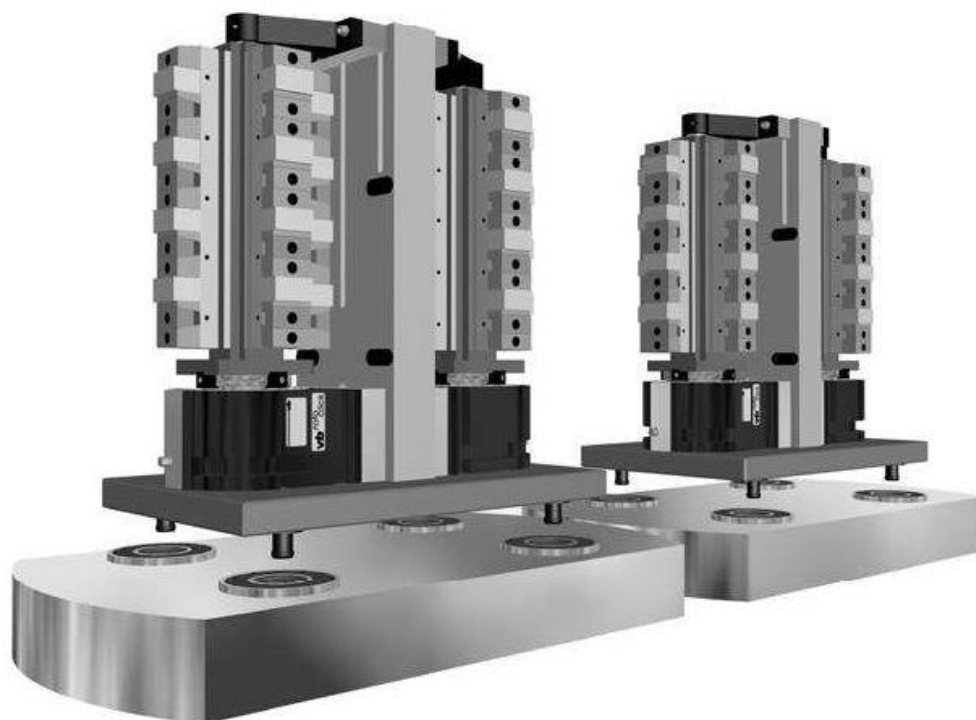


Рис. В-2. Спеціалізовані нагоджувальні ВП

Додаток Г.

Конструкції затискних патронів для верстатів

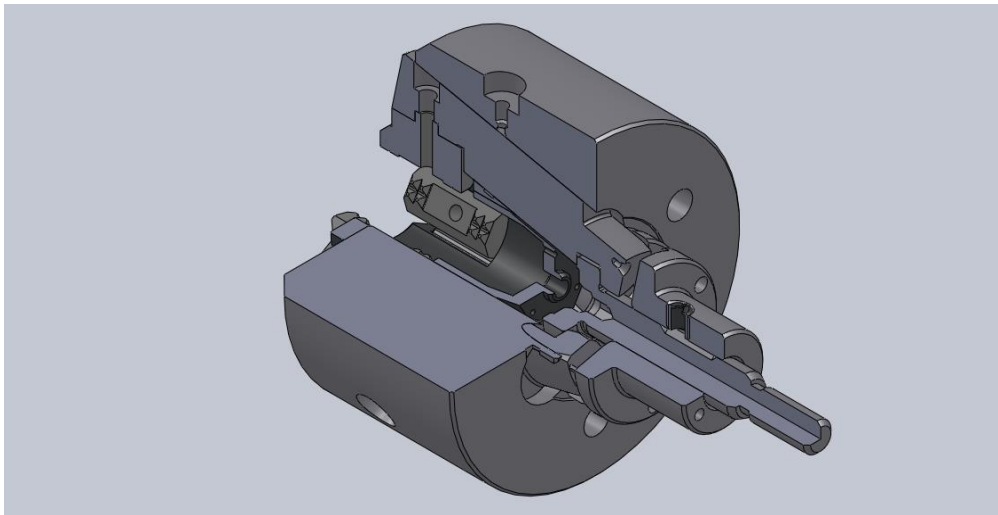


Рис. В-1. Плунжений затискний патрон

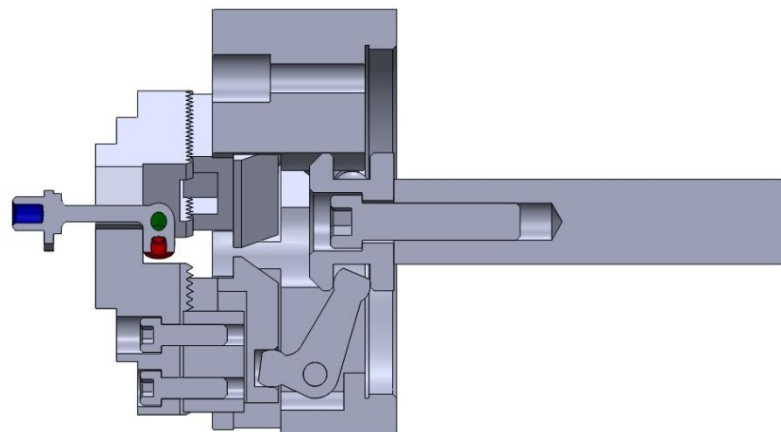


Рис. В-2. Важільний затискний патрон

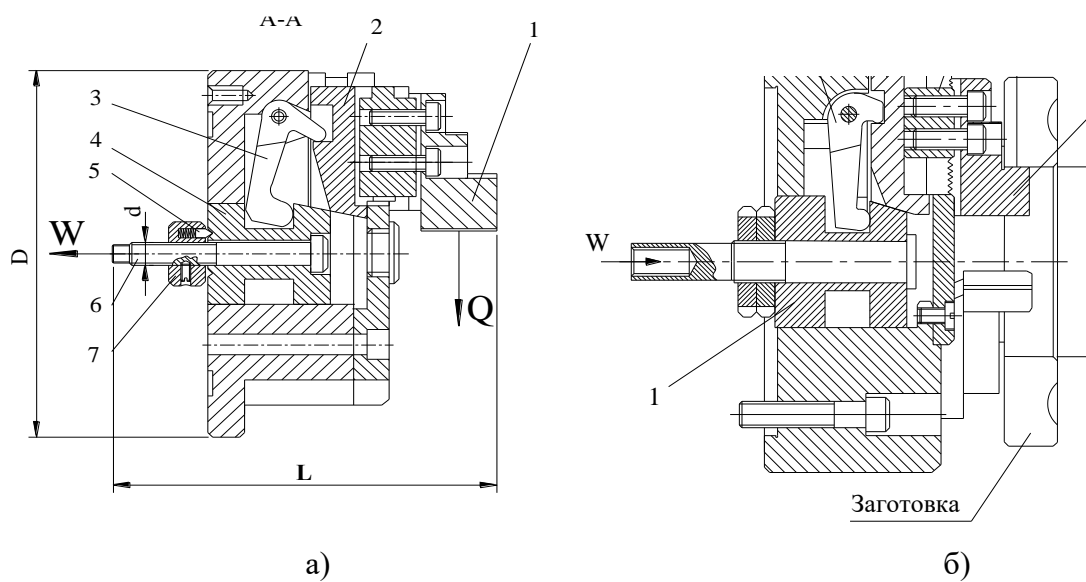


Рис. В–2. Важільні затискні патрони: а)затискний, б)розтискний

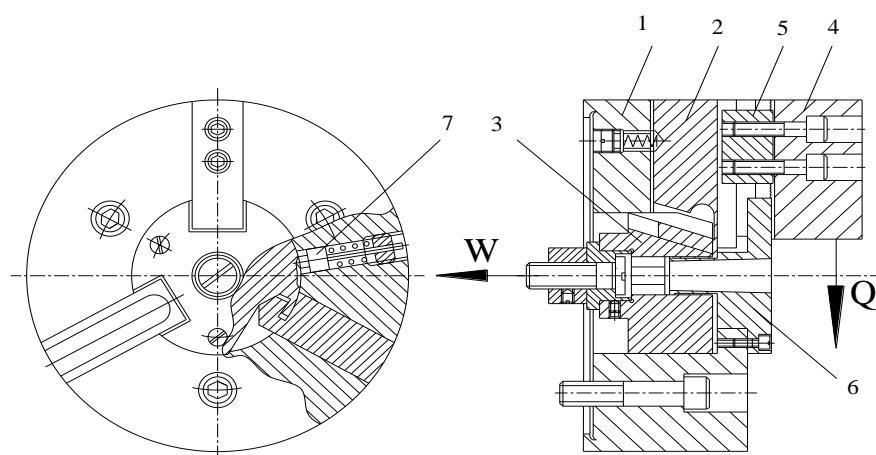


Рис.В–3. Патрон –клиновий трьохкулачковий

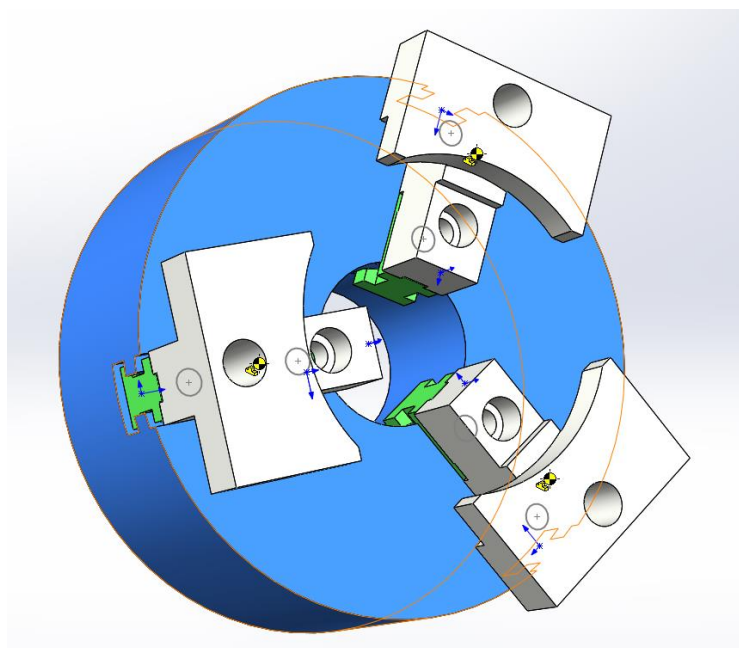


Рис.В–4. Патрон клиновий трьохкулачковий з широкими кулачками



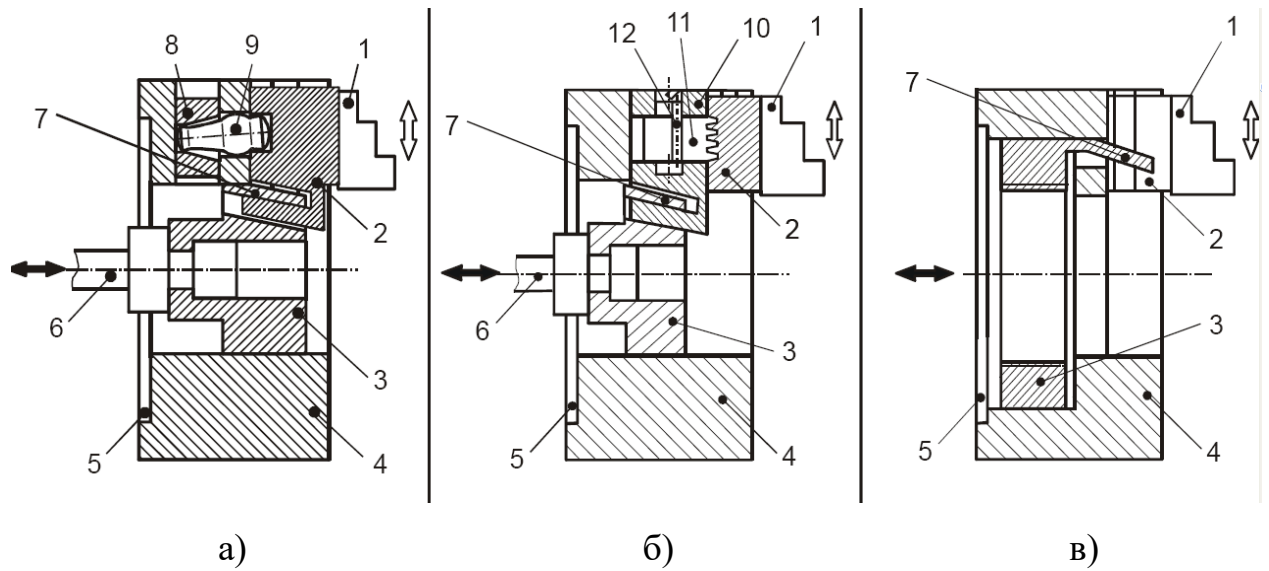


Рис.В–5.Конструкції клинових затискних патронів з радіальним затиском:  
 а) з компенсацією відцентрових сил, б) для штучних заготовок, в) для пруткових та трубних заготовок

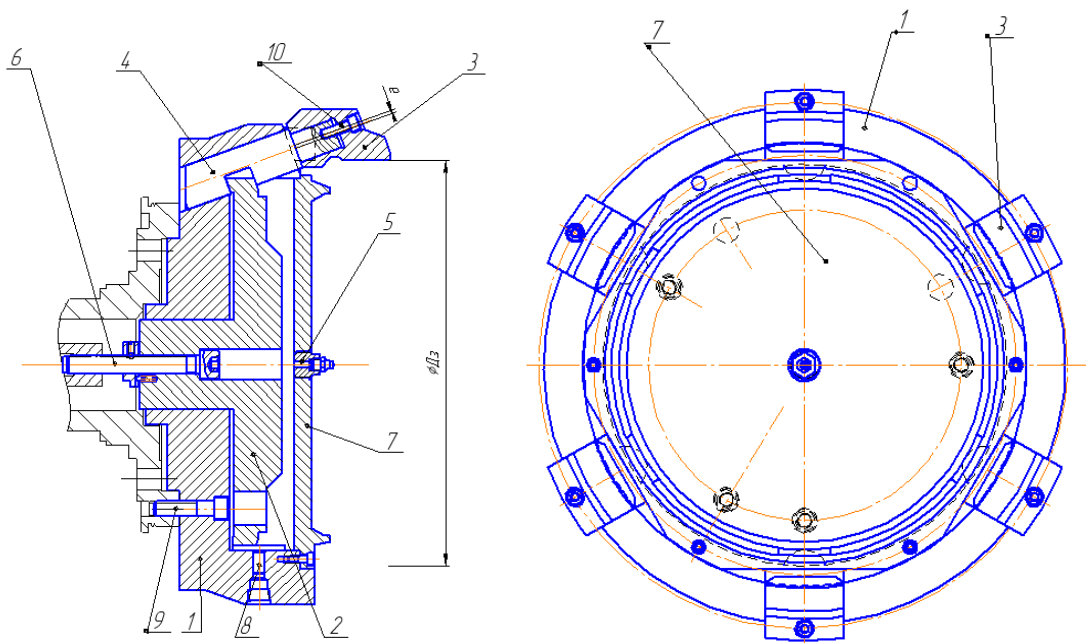


Рис.В–6. Патрон штоковий самоцентруючий шестикулачковий

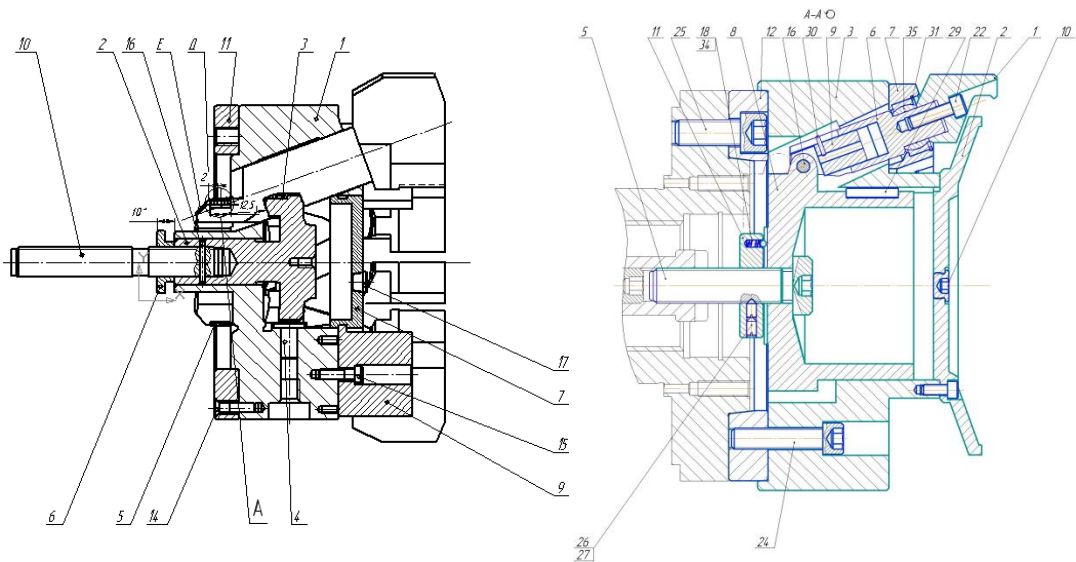


Рис.В-7. Патрони штокові шестикулачкові

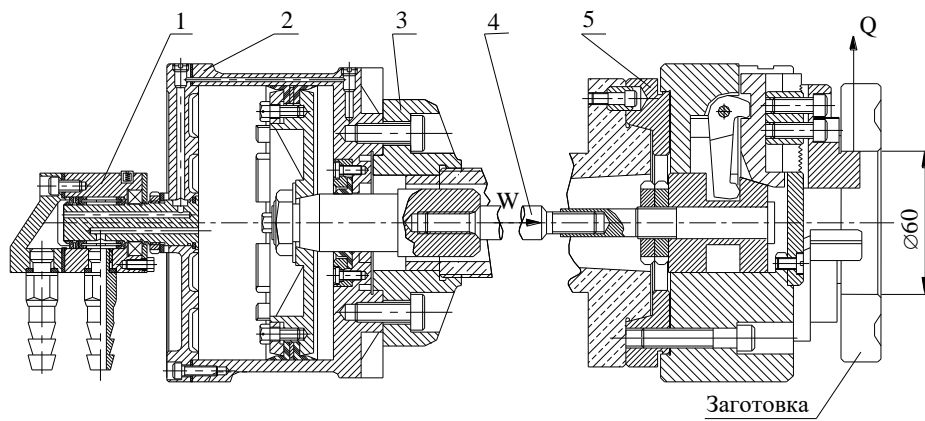


Рис.В-8. Механізований токарний патрон з пневмоприводом

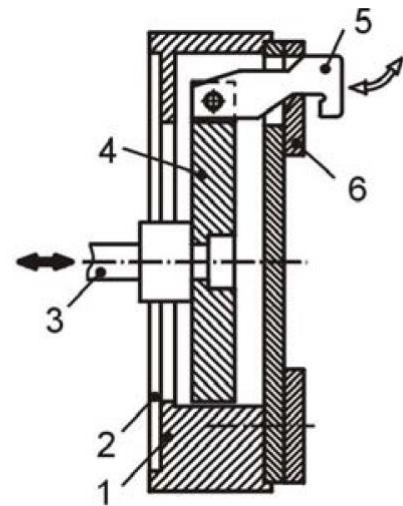
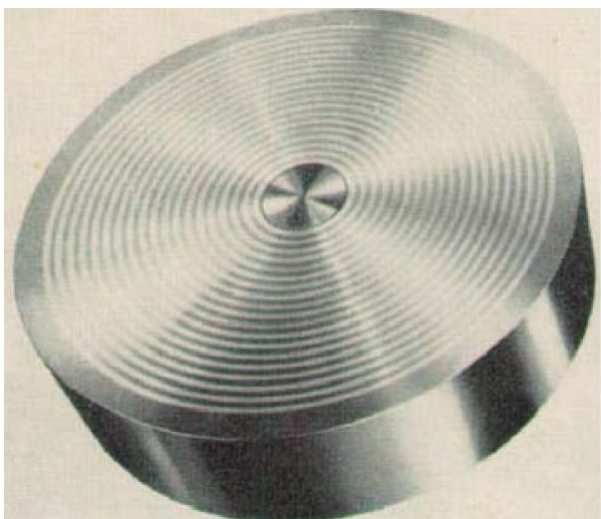


Рис. В-9. Пристрої з осьовим закріпленням: магнітні і притискні

патрони

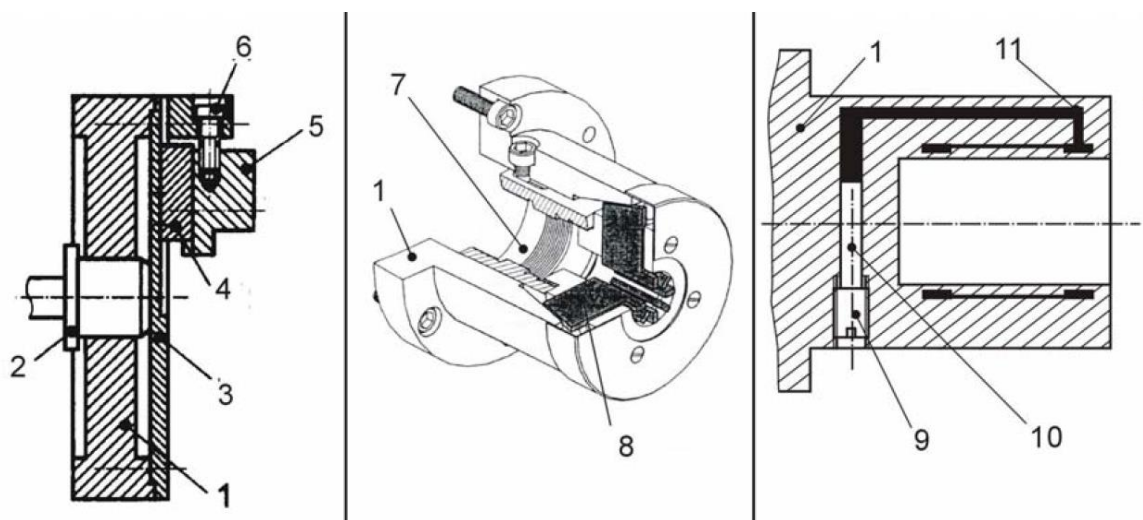


Рис. В-10. Патрони для прецизійних деталей

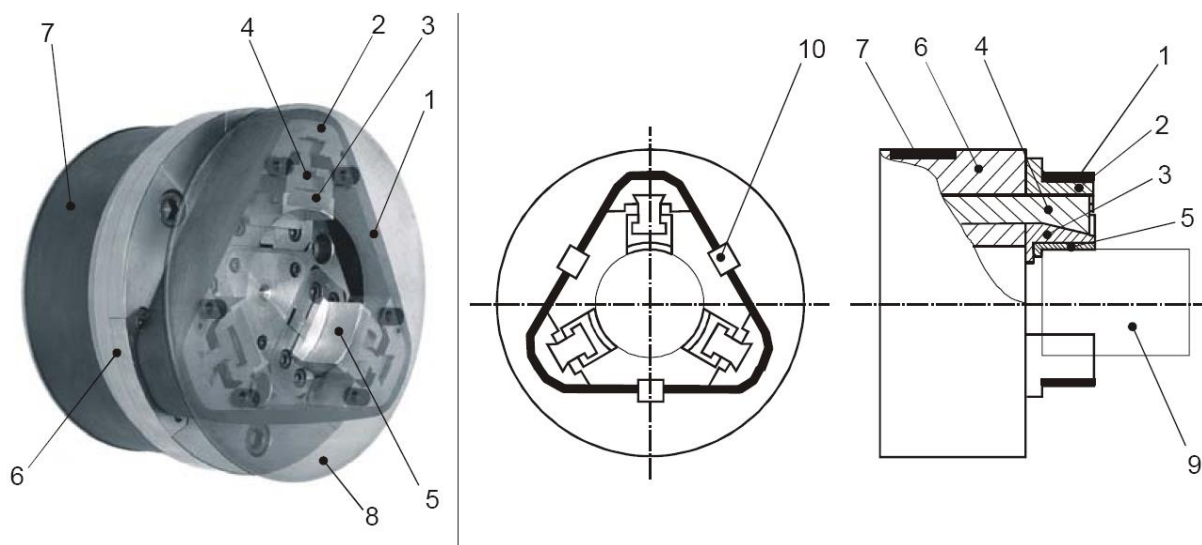


Рис. В-11. Патрони з компенсацією відцентрових сил

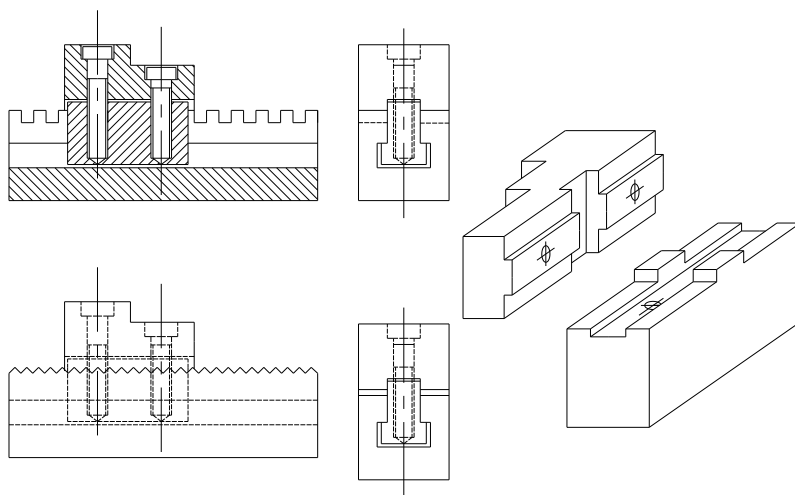


Рис. В–12. Способи з'єднання змінних кулачків з основними

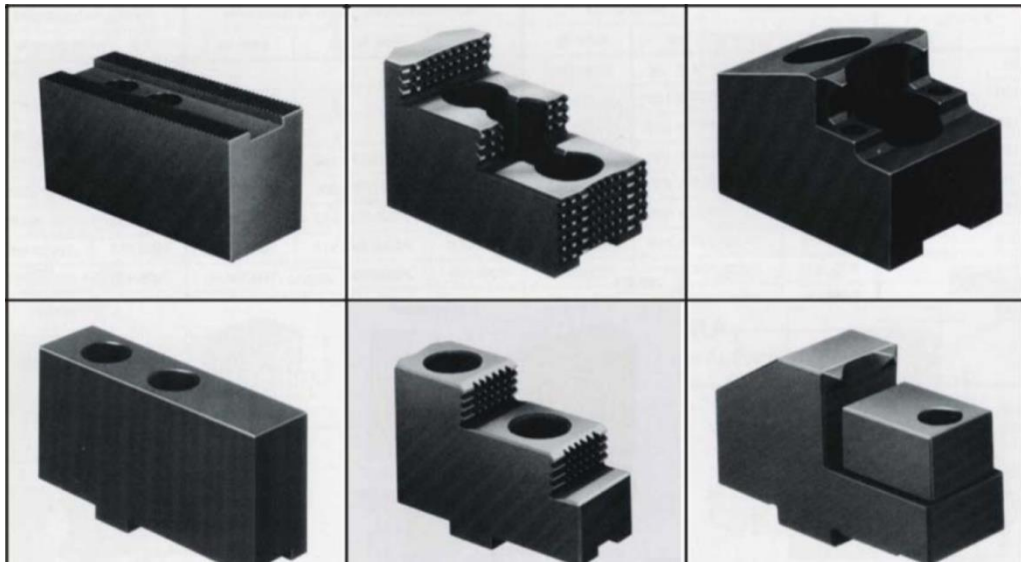


Рис. В–13. Види змінних затискних кулачків

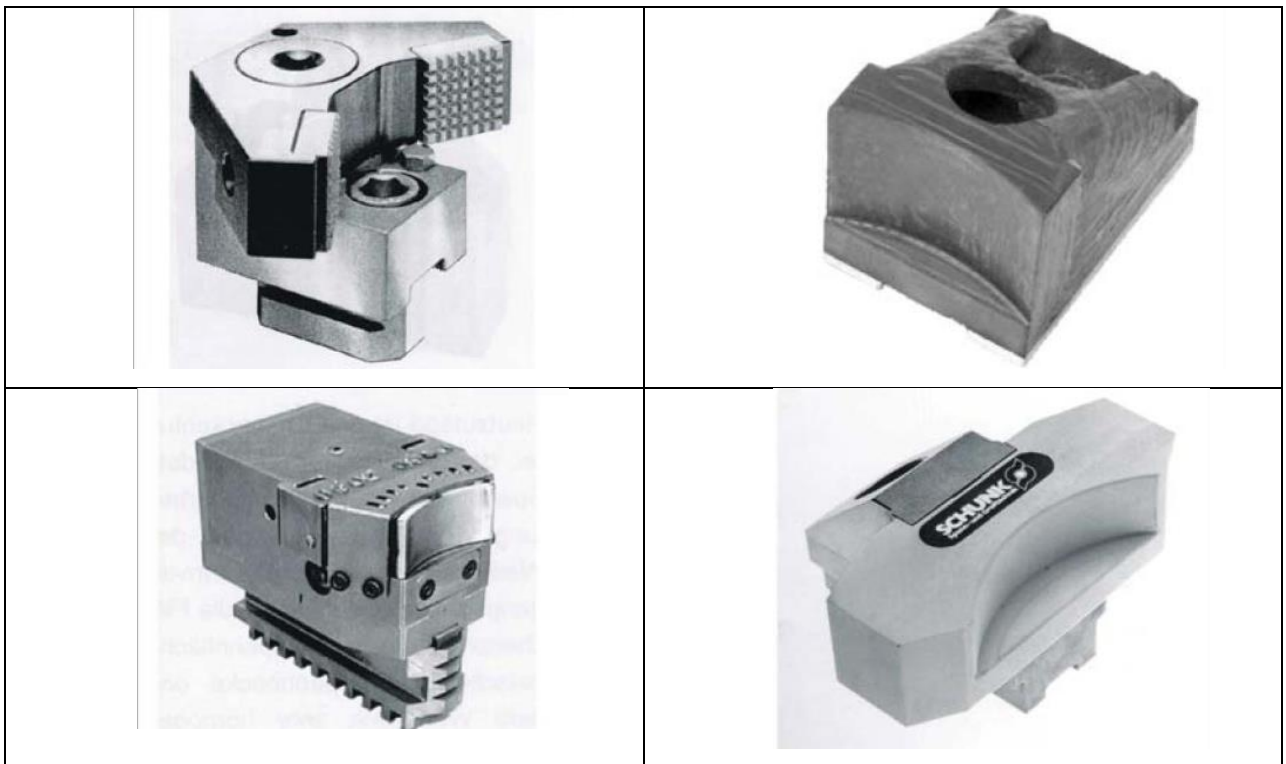


Рис. В–14. Самовстановлюючі кулачки

Рис. В–15. Розточувані кулачки

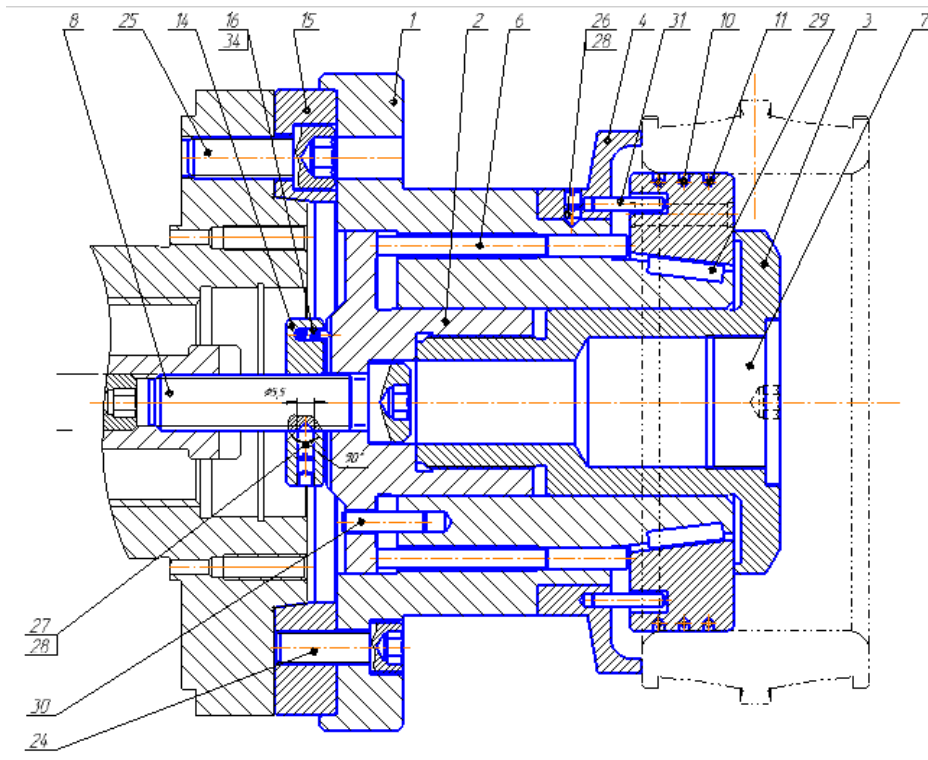


Рис. В-16. Розтискний шестикулачковий патрон

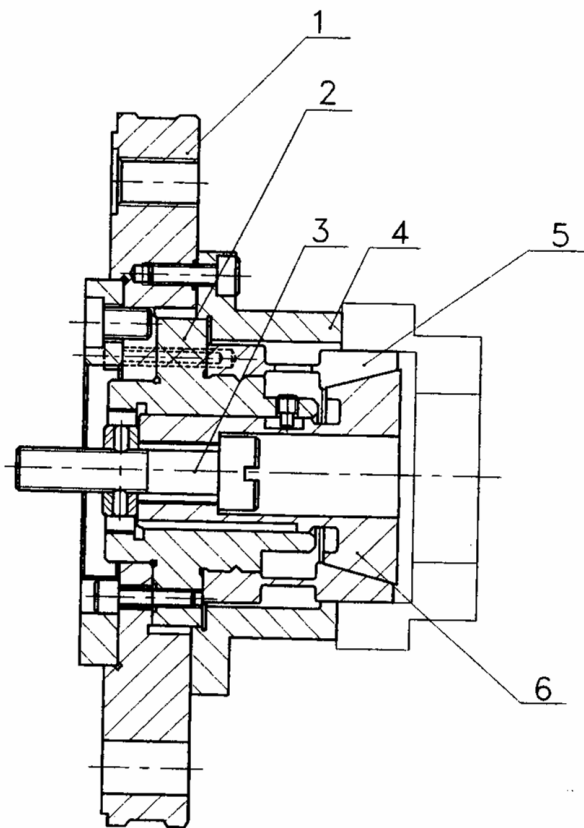


Рис.В-17. Патрон цанговий для встановлення заготовок по внутрішній поверхні



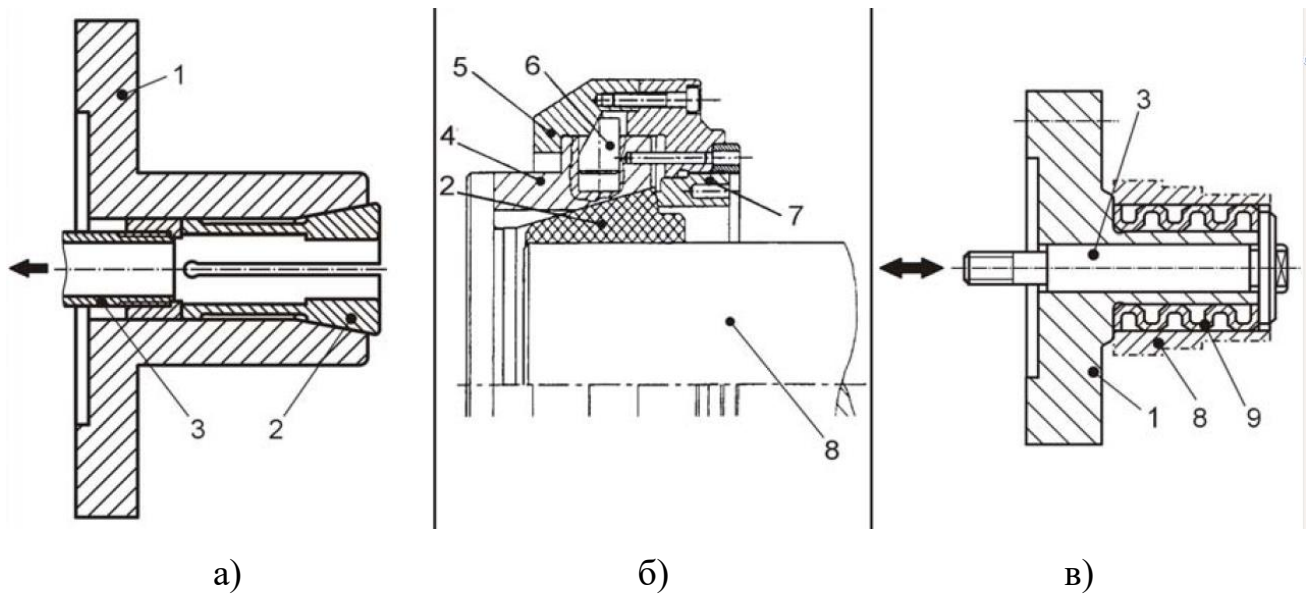


Рис. В-18. Патрони: а) і б) цангові, в) з гофрованим затискним елементом

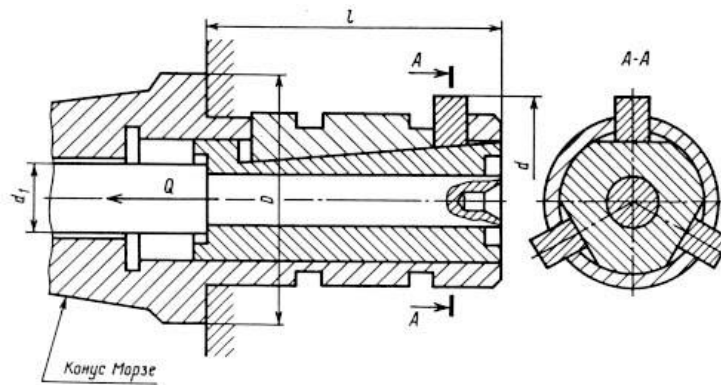


Рис. В-19. Оправка трьохклинова

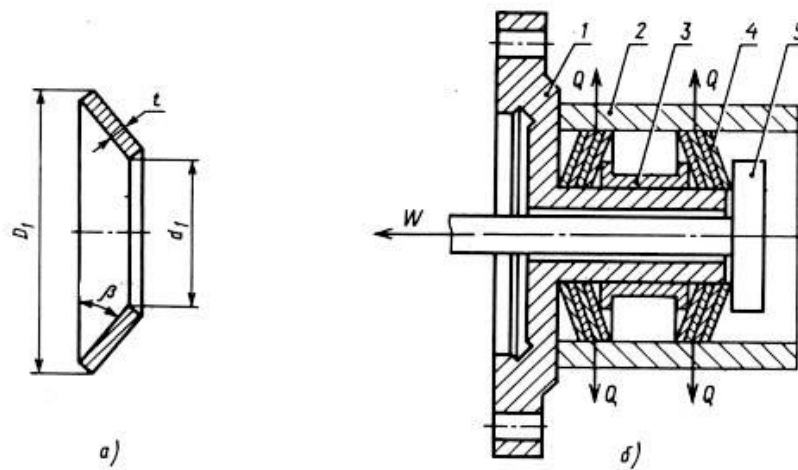


Рис.В-20. Оправки з пружними елементами

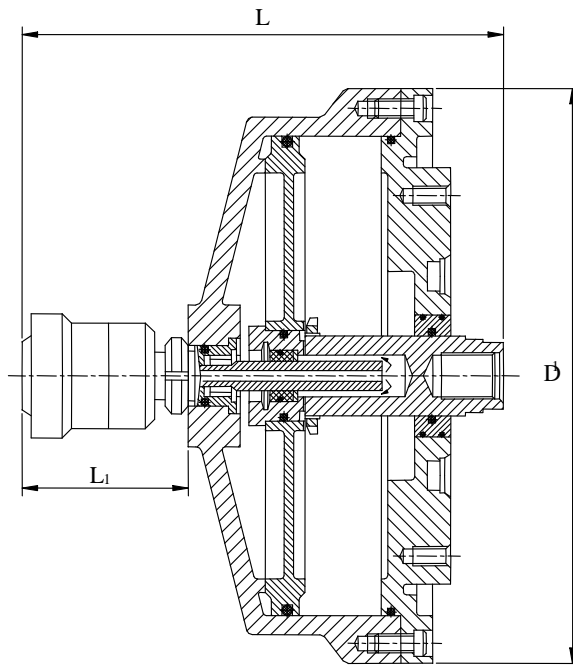


Рис. В–21. Пневмоциліндр двосторонньої дії, що обертається

Додаток Д

Конструкції центрів для установки заготовок

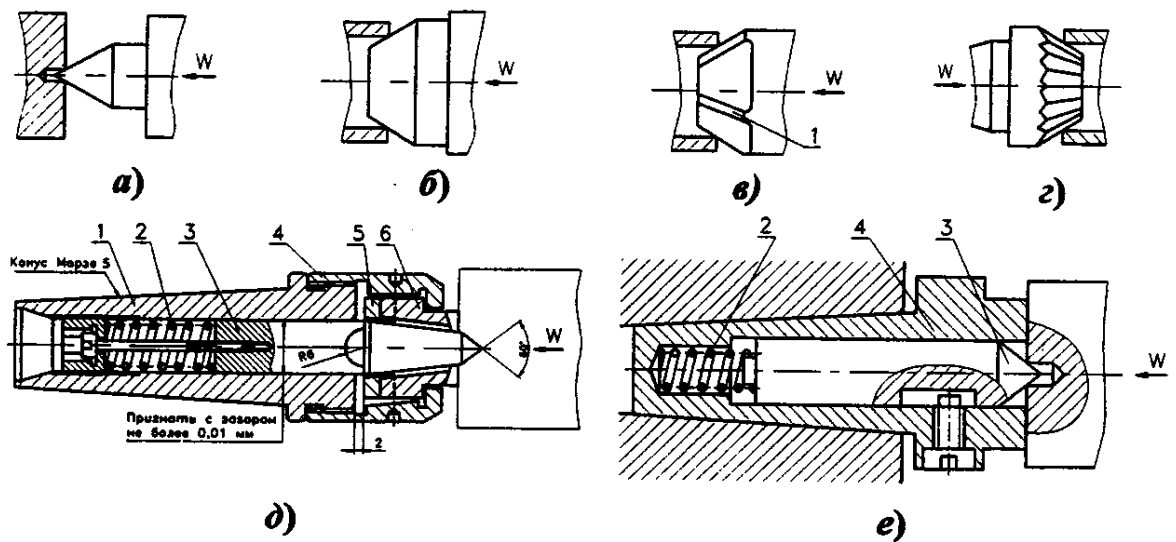


Рис. Г-1. основні типи токарних центрів: жорсткі (а,б,в,г); плаваючі (д,е)

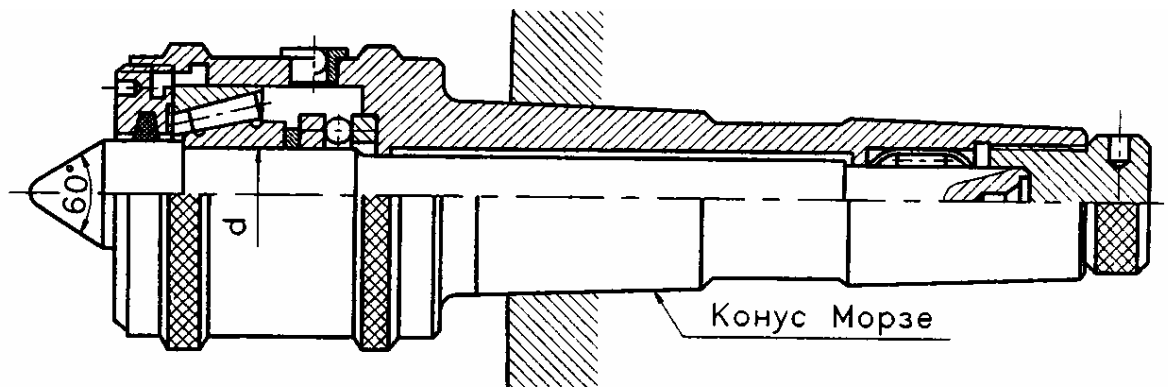


Рис. Г-2. Центр, що обертається із заготовкою



Конструкції кондукторів

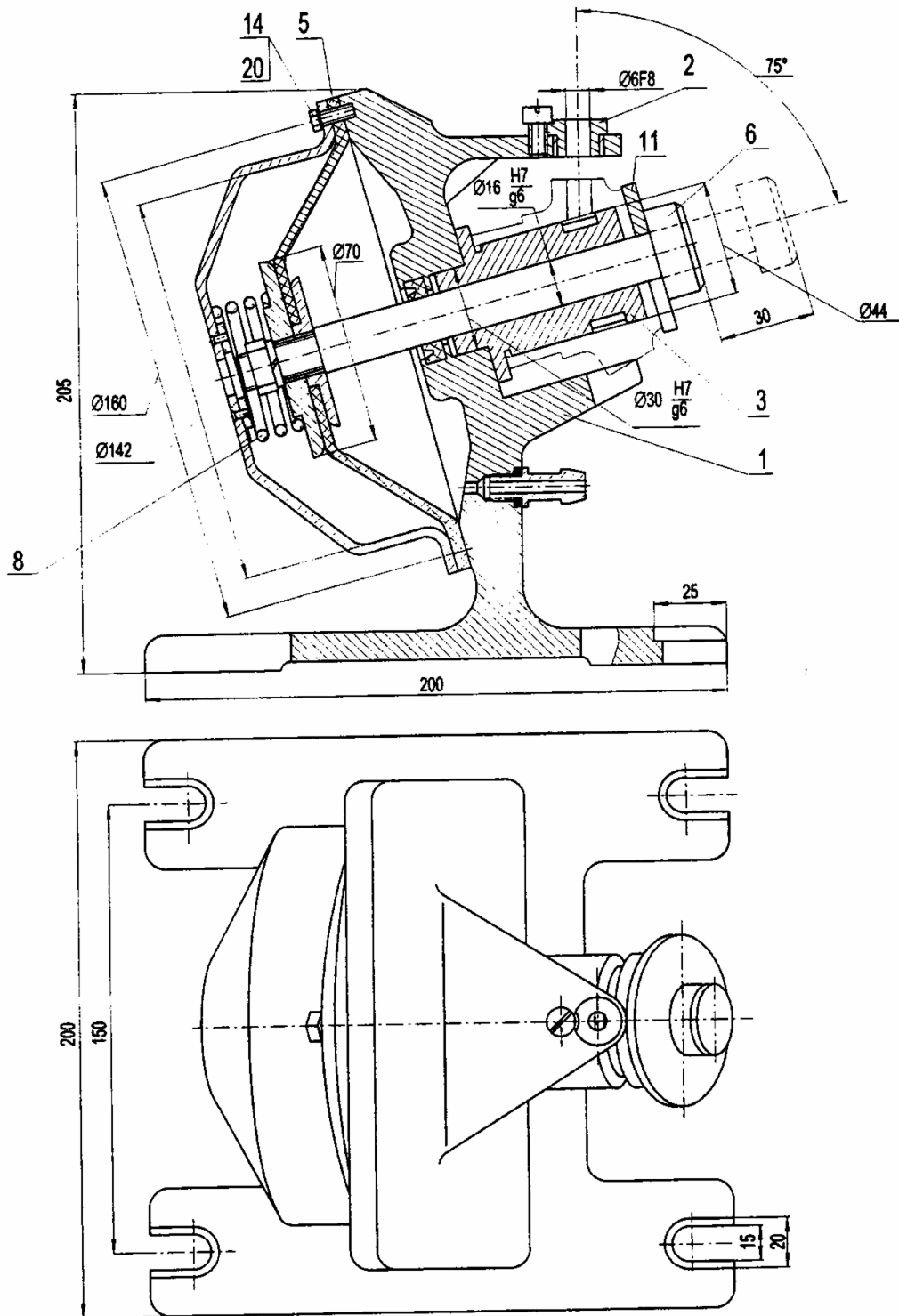


Рис. Е-1. Кондуктор свердлувальний

Конструкції лещат

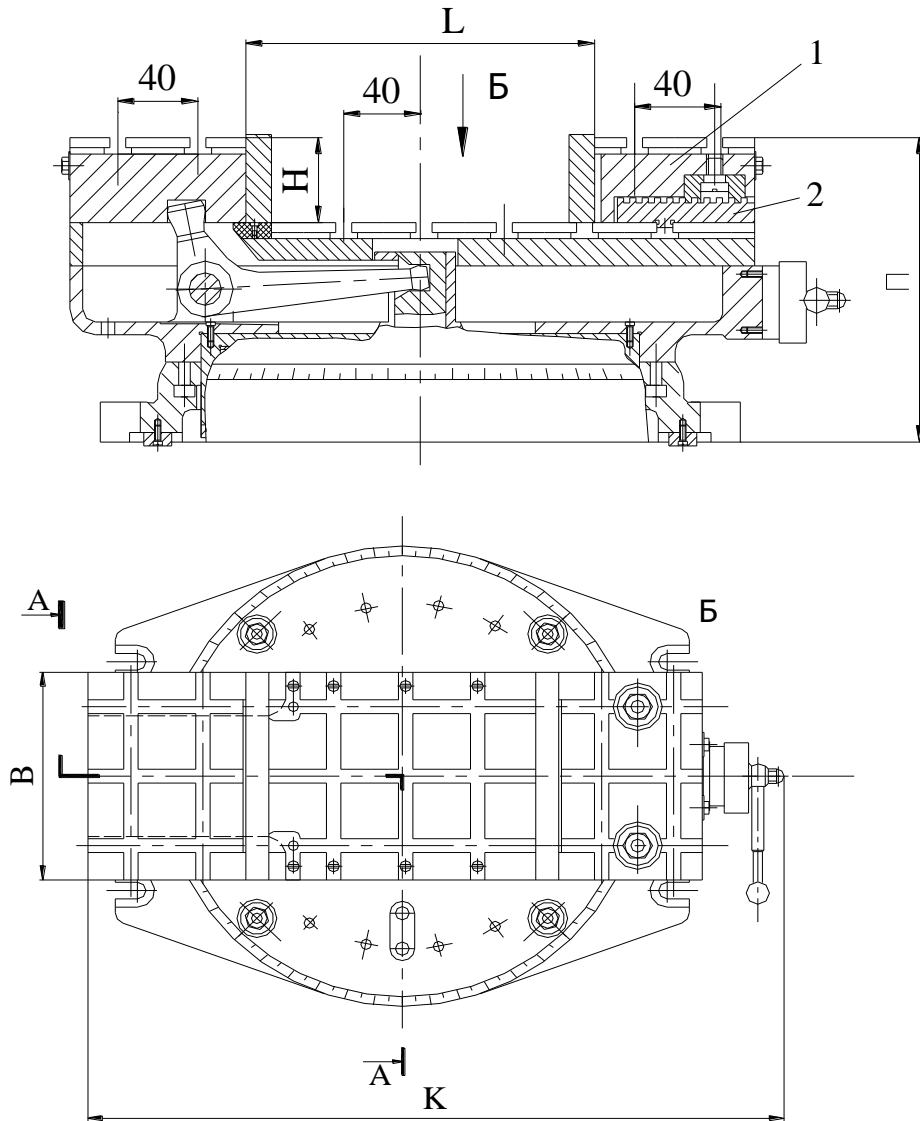


Рис.Е-1. Лещата самоцентрівні

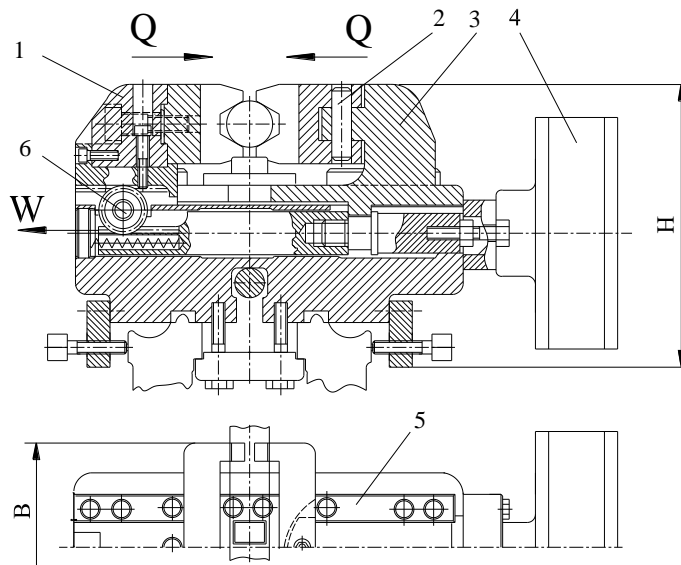


Рис. Е-2. Лещата переналогоджувані

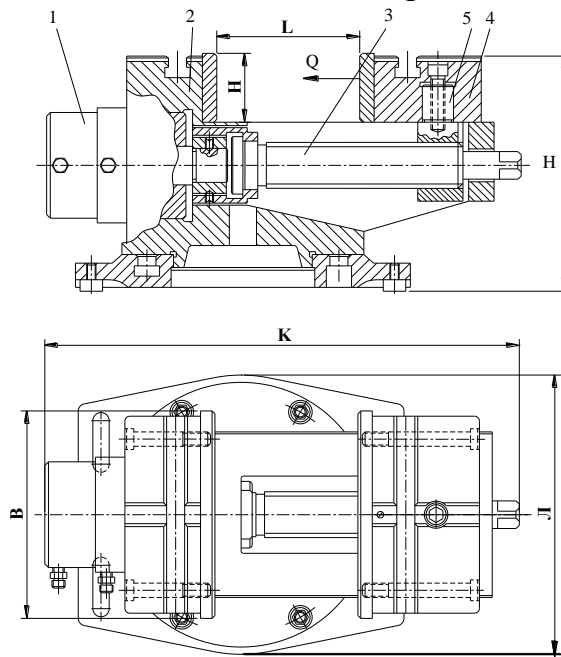


Рис.Е-3. Лещата механізовані

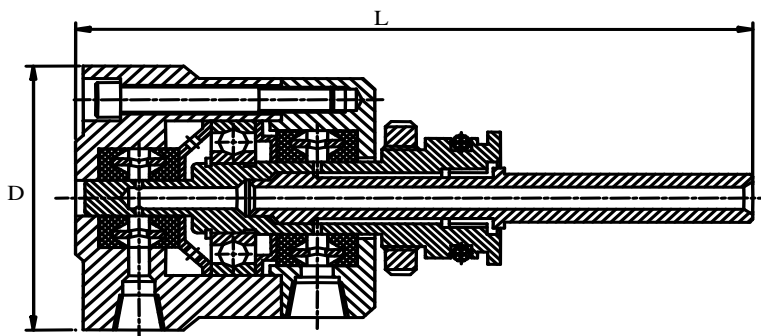


Рис.Е-4. Лещата поворотні з нерухомою губкою

Додаток 3

Конструкції затискних механізмів промислових роботів



Рис. 3–1. Зубчасті – важільні затискні механізми

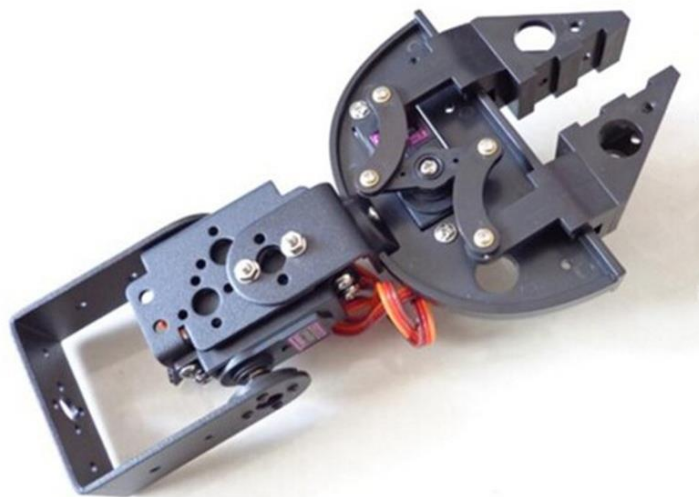


Рис. 3–2. Важільні затискні механізми



Рис. 3–3. Механічна рука



Рис. 3–4. Зубчасті – важільні затискні механізми

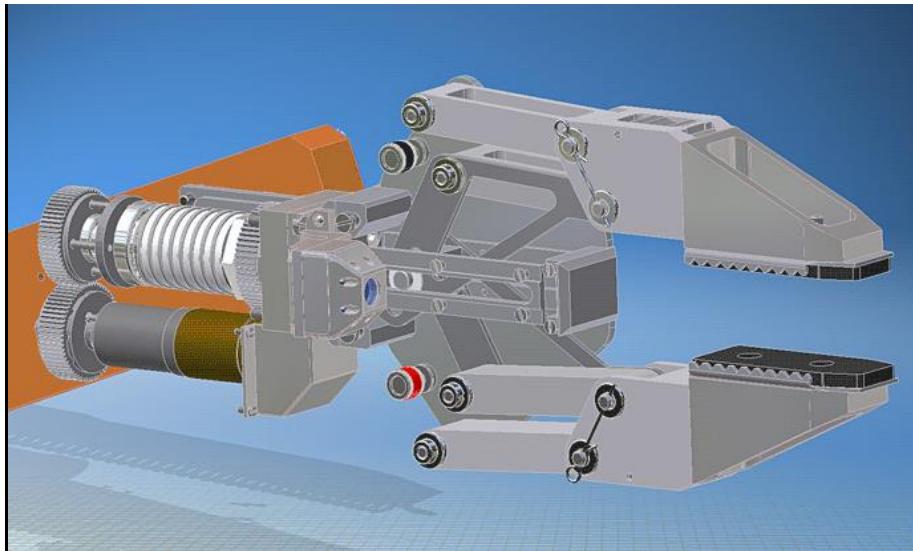


Рис. 3–5. Затискний механізм для плоских деталей

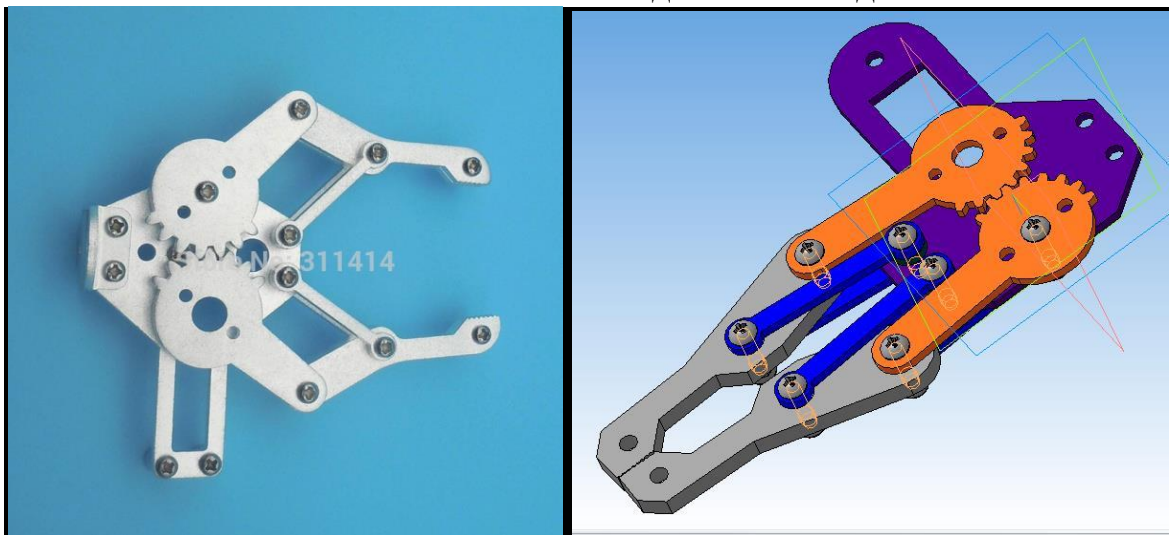


Рис. 3–6. Зубчасті – важільні затискні механізми

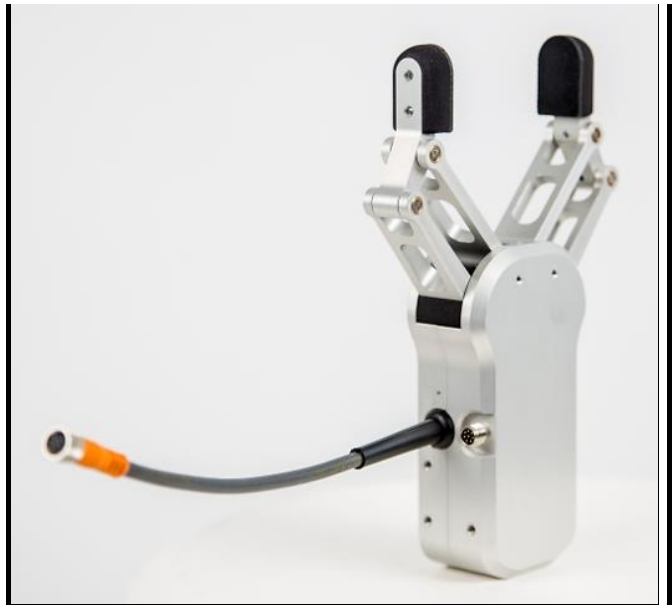


Рис. 3–7. Затискний механізм з датчиком зусилля