

Центральноукраїнський національний технічний університет  
ЦЗДО  
Кафедра машинобудування, мехатроніки і робототехніки

«Допущено до захисту»  
Зав. кафедри ММР  
канд. техн. наук, доцент  
\_\_\_\_\_ Андрій ГРЕЧКА

**КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА**  
**за другим (магістерським) рівнем вищої освіти**  
**на тему:**  
**«Підвищення якості штампування на відкритому**  
**кривошипному пресі номінальним зусиллям 0,63 МН»**  
**« Improvement of stamping quality on an open**  
**crank press with a nominal force of 0.63 MN »**

Виконав здобувач вищої освіти  
II курсу, групи ПМ-24Мз-2  
спеціальності 131  
«Прикладна механіка»,  
\_\_\_\_\_ Годованець М. І.

Керівник проекту  
канд. техн. наук, доцент  
\_\_\_\_\_ Володимир МІРЗАК

Рецензент  
канд. техн. наук, доцент  
\_\_\_\_\_

м. Кропивницький  
2025

## Центральноукраїнський національний технічний університет

Факультет: *Центр заочної і дистанційної освіти*

Кафедра: *«Машинобудування, мехатроніка і робототехніка»*

Рівень вищої освіти: *другий (магістерський)*

Галузь знань: *13 «Механічна інженерія»*

Спеціальність: *131 «Прикладна механіка»*

Освітньо-професійна програма: *«Прикладна механіка»*

**ЗАТВЕРДЖУЮ**

Зав. кафедри ММР

канд. техн. наук, доцент

\_\_\_\_\_ Андрій Гречка

29 серпня 2025 р.

### **ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗА ДРУГИМ (МАГІСТЕРСЬКИМ) РІВНЕМ ВИЩОЇ ОСВІТИ**

*Годованцю Миколі Ігоровичу*

1. Тема роботи: *«Підвищення якості штампування на відкритому кривошипному пресі номінальним зусиллям 0,63 МН».*

2. Керівник роботи: *Мірзак Володимир Якович, к. т. н., доцент.*

3. Строк подання роботи до захисту: *26 грудня 2025 р.*

4. Мета та завдання випускної кваліфікаційної роботи.

Мета: підвищити якість штампування на відкритому кривошипному пресі номінальним зусиллям 0,63 МН.

Завдання: обґрунтувати напрямок досліджень та актуальність теми; проаналізувати похибки відкритих кривошипних пресів; запропонувати технічні рішення по компенсації похибок на відкритому кривошипному пресі номінальним зусиллям 0,63 МН; виконати розрахунки з економічної частини.

5. Консультант по роботі, із зазначенням розділу роботи:

Розділ	Консультант	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв
№ 5 «Економічна частина»	Савеленко Г. В., к. т. н., доцент.	1.09.2025 р.	24.12.2025 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів випускної кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Опрацювання навчальної та наукової літератури	16.09.2025 р.	
2	Проведення наукових досліджень, обробка фактичного матеріалу	3.10.2025 р.	
3	Написання першого варіанта тексту, подання його на ознайомлення керівникові.	28.11.2025 р.	
4	Усунення недоліків, написання останнього варіанта тексту.	15.12.2025 р.	
5	Перевірка роботи на плагіат.	23.12.2025 р.	
6	Зовнішнє рецензування роботи.	24.12.2025 р.	
7	Захист випускної кваліфікаційної роботи на засіданні екзаменаційної комісії	26.12.2025 р.	

Дата видачі завдання  
01 вересня 2025 р.

Підпис керівника  
\_\_\_\_\_ Мірзак В. Я.

Завдання прийнято до виконання  
01 вересня 2025 р.

Підпис здобувача  
\_\_\_\_\_ Годованець М. І.

Завдання прийняв до виконання

М. І. Годованець

## АНОТАЦІЯ

Годованець М. І. «Підвищення якості штампування на відкритому кривошипному пресі номінальним зусиллям 0,63 МН», ОПП – «Прикладна механіка», Центральноукраїнський національний технічний університет, Кропивницький, 2025 рік.

Мета дослідження – підвищити якість штампування на відкритому кривошипному пресі номінальним зусиллям 0,63 МН. Проаналізовано нормативні підходи до оцінки точності відкритих пресів і обмеження статичних випробувань щодо реальних умов штампування. Структуровано види похибок, які впливають на якість штампування. Проведено огляд і порівняння відомих засобів компенсації та сформувані вимоги до конструкції компенсуючого пристрою.

Виконаний аналіз жорсткості елементів преса та обґрунтовані цільові параметри компенсації (кут, зсув, жорсткість).

Розроблено 3D-модель механічного компенсатора в SolidWorks, виконані розрахунки міцності та жорсткості окремих елементів та підтверджено працездатність конструкції.

Сформувані рекомендації щодо впровадження компенсатора у штампувальне виробництво (монтаж, налаштування, вимірювання ефекту, обмеження застосування).  
Ключові слова: **якість штампування, норми точності, відкритий кривошипний прес, види похибок, засоби компенсації похибок, проєктування компенсатора**

## ANNOTATION

Hodovanets M. I. “Improvement of stamping quality on an open crank press with a nominal force of 0.63 MN», OPP – “Applied Mechanics”, Central Ukrainian National Technical University, Kropyvnytskyi, 2025.

The purpose of the study is to improve the stamping quality on an open-back crank press with a nominal force of 0.63 MN. Regulatory approaches to assessing the accuracy of open presses are analyzed, as well as the limitations of static tests with respect to real stamping conditions. The types of errors affecting stamping quality are classified. A review and comparison of known error-compensation methods are carried out, and design requirements for a compensating device are formulated.

An analysis of the stiffness of press components is performed and the target compensation parameters (tilt angle, lateral offset, stiffness) are substantiated. A 3D model of a mechanical compensator is developed in SolidWorks; strength and stiffness calculations of individual elements are conducted, and the operability of the design is confirmed. Recommendations for implementing the compensator in stamping production are provided (installation, setup, effect measurement, and application limitations).

**Keywords:** stamping quality, accuracy standards, open-back crank press, error types, error-compensation methods, compensator design.

## ЗМІСТ

ВСТУП .....	6			
Розділ	ОБГРУНТУВАННЯ	ОБРАНОГО	НАПРЯМУ	
1.	РОБОТИ.....			11
	1.1 Огляд проблеми підвищення якості штампування на відкритих кривошипних пресах.....			11
	1.2 Нормативна база точності та приймальні випробування відкритих кривошипних пресів.....			12
	1.3 Класифікація похибок у системі «прес–штамп».....			
	1.4 Жорсткість, податливість і «розкриття» С-подібних станин під навантаженням.....			
	1.5 Динамічні процеси при розділових операціях.....			
	1.6 Вплив похибок преса на точність деталей та стійкість штампового оснащення.....			
	1.7 Методи оцінювання та розрахунку похибок.....			
	1.8 Аналіз засобів компенсації похибок системи «прес–штамп».. Загальний висновок огляду.....			
Розділ	МЕТОДИКА ВИКОНАННЯ РОБОТИ.....			44
2.	2.1 Загальний підхід та етапність робіт.....			44
	2.2 Вихідні дані та прийняті припущення.....			
	2.3 Аналіз похибок.....			
	2.4 Вибір компоновки та кінематичної схеми компенсатора.....			47
	2.5 3D-проектування в SolidWorks.....			
	2.6 Перевірка напружено-деформованого стану опорної плити у SolidWorks Simulation та порівняння з підштамповою плитою....			
Розділ	РОЗРАХУНОК ТА КОНСТРУЮВАННЯ СИСТЕМИ			
3.	КОМПЕНСАЦІЇ ПОХИБОК ПРЕСА.....			
	3.1 Вихідні дані та прийняті припущення.....			48
	3.2 Нормативні показники точності преса за ГОСТ 9408-89.....			
	3.3 «Дерево похибок» (структура джерел неузгодженості).....			
	3.4 Технічне завдання на механічний компенсатор похибок системи «прес–штамп».....			48
	3.5. Опис конструкції та принципу дії адаптивного компенсатора.....			64
	3.6 Уточнений розрахунок сумарної жорсткості системи.....			
	3.7 Аналітична залежність між радіусом сферичної опори та діаметром напрямних колонок.....			69
	3.8 Конструювання компенсатора похибок преса 0,63 МН.....			
	3.9 Моделювання напружено-деформованого стану нижньої плити компенсатора для відкритого кривошипного пресу зусиллям 0,63 МН.....			73

3.10 Рекомендації щодо впровадження механічного компенсатора похибок для відкритого кривошипного преса 0,63 МН.....	
Розділ ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА.....	75
4. 4.1 Оцінка техніко-економічної ефективності розробки.....	
4.2 Розрахунок терміну окупності проєкту.....	75
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ .....	81
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ .....	
ДОДАТКИ.....	
Додаток А. Перевірочний розрахунок компенсатора похибок преса в середовищі математичної програми Mathcad	
Додаток Б.	

## ВСТУП

### Актуальність роботи

Листове штампування на відкритих кривошипних пресах номінальним зусиллям близько 0,63 МН широко застосовується у дрібносерійному та серійному виробництві деталей машинобудування завдяки відносній простоті конструкції преса, високій продуктивності та доступності оснащення. Водночас вимоги до якості штампованих деталей постійно зростають: посилюються допуски на геометричні параметри, підвищуються вимоги до взаємозамінності, зменшуються допустимі дефекти кромки і поверхонь, а також зростає роль стабільності процесу в умовах мінливої партійності матеріалу та неоднакового зношування штампового оснащення. За цих умов прес як технологічна машина стає не лише джерелом зусилля, але й критичним елементом якості, що безпосередньо впливає на результати штампованої продукції.

Основною проблемою забезпечення стабільної якості штампування на відкритому кривошипному пресі є наявність і накопичення похибок, які проявляються під навантаженням та під час реальної технологічної операції. До таких похибок належать пружні деформації станини та вузлів приводу, перекис повзуна, похибки напрямних, люфти у кінематичних парах, вплив нерівномірного розподілу зусилля по площі штампа, а також зміни, пов'язані із зношуванням і температурним станом. У комплексі це призводить до нестабільності положення та руху повзуна в робочій зоні, коливань закритої висоти, нерівномірності зазору між пуансоном і матрицею, що особливо критично для операцій вирубування, пробивання та формоутворення тонколистових заготовок. Наслідками є підвищення відсотка браку, зростання розсіювання розмірів, погіршення якості кромки, прискорений знос штампа, а також необхідність частих налагоджень і коригувань, що знижує фактичну продуктивність і підвищує собівартість.

Традиційні підходи до підвищення якості штампування на кривошипних пресах здебільшого зосереджені на підвищенні жорсткості конструкції,

поліпшенні стану напрямних, регламентному ремонті, точнішому виготовленні та монтажі штампів, а також використанні технологічних прийомів (балансування зусиль, оптимізація розкрою, підбір зазорів). Однак ці заходи не завжди забезпечують потрібну стабільність упродовж ресурсу обладнання, особливо коли прес працює в різних режимах, з різними штампами та матеріалами. Тому актуальним є перехід від суто “пасивного” забезпечення точності до “активного” або “компенсаційного” підходу, коли похибки преса виявляються, оцінюються та цілеспрямовано компенсуються під час виконання операції.

У цьому контексті перспективним напрямом є розробка системи компенсації похибок відкритого кривошипного преса, орієнтованої на підвищення стабільності положення повзуна і параметрів робочої зони (закритої висоти, паралельності площин, рівномірності навантаження). Така система може бути реалізована як конструктивно-технічний модуль (механічний, гідромеханічний або електромеханічний) адаптований до преса зусиллям 0,63 МН і типових задач листоштампувального виробництва.

Отже, розробка системи компенсації похибок відкритого кривошипного преса номінальним зусиллям 0,63 МН є актуальною задачею, оскільки спрямована на підвищення якості штампування, зниження браку, стабілізацію технологічного процесу та зменшення витрат на налагодження й ремонт штампового оснащення, що має безпосереднє практичне значення для сучасного листоштампувального виробництва.

### **Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами**

Дослідження виконувалися на підставі внутрішньовузівської науково-дослідної роботи «Підвищення якості тонколистового розділового штампування механічним компенсатором похибок системи прес-штамп» (№ ДР 0113u003618), в якій автор брав участь як виконавець.

## **Мета і задачі дослідження**

Мета дослідження – підвищити якість штампування на відкритому кривошипному пресі номінальним зусиллям 0,63 МН.

Задачі роботи:

- проаналізувати нормативні підходи до оцінки точності відкритих пресів і обмеження статичних випробувань щодо реальних умов штампування.
- систематизувати види похибок системи «прес–штамп» (геометричні, кінематичні, силові, динамічні) та визначити найбільш критичні для розділових операцій.
- провести огляд і порівняння відомих засобів компенсації (плаваючі хвостовики, проміжні плити, болстер-адаптери, демпфери) та сформувані вимоги до власної конструкції.
- виконати аналіз жорсткості елементів преса та обґрунтувати цільові параметри компенсації (кут, зсув, жорсткість).
- розробити 3D-модель механічного компенсатора в SolidWorks, виконати розрахунки міцності та жорсткості окремих елементів та підтвердити працездатність конструкції.
- сформувані рекомендації щодо впровадження компенсатора у штампувальне виробництво (монтаж, налаштування, вимірювання ефекту, обмеження застосування).

*Об'єкт дослідження* – процес холодного листового штампування на кривошипних пресах відкритого типу

*Предмет дослідження* – засоби та методи компенсації геометричних та динамічних похибок технологічної системи відкритого преса.

*Методи дослідження:* використовувались методи аналізу і синтезу складних технічних систем.

## **Практична цінність отриманих результатів полягає у наступному:**

Практична цінність роботи полягає у розробленні конструктивного рішення механічного компенсатора, який зменшує вплив кутових і поперечних переміщень повзуна відкритого кривошипного преса на робочу зону штампа під технологічним навантаженням. Це забезпечує стабілізацію зазорів і взаємного положення робочих елементів штампа, що приводить до підвищення точності та повторюваності штампованих деталей, поліпшення якості крайки при розділових операціях і зниження відсотка браку. Додатково очікується підвищення стійкості штампового оснащення за рахунок зменшення перекосів і ударних перевантажень, а також скорочення часу на налагодження та коригування процесу у серійному й дрібносерійному виробництві.

## **Апробація результатів магістерської роботи**

Основні результати дослідження доповідалися на науково-технічній конференції студентів ЦНТУ у 2025 році. Тема доповіді: «Забезпечення якості штампованих виробів при виконанні розділових операцій».

## **Структура та обсяг роботи**

Магістерська робота складається із вступу, чотирьох розділів, загальних висновків та списку використаних джерел із 24 найменувань. Повний обсяг роботи становить 82 сторінки, включаючи рисунки та таблиці.

## ОБГРУНТУВАННЯ ОБРАНОГО НАПРЯМУ РОБОТИ

### 1.1 Огляд проблеми підвищення якості штампування на відкритих кривошипних пресах

Якість штампування (точність геометрії, стабільність розмірів, стан крайки після розділення, повторюваність і ресурс штампа) у значній мірі визначається не лише конструкцією штампового оснащення, а й сумарною точністю та жорсткістю системи «прес–штамп–заготовка». Для відкритих (С-подібних) кривошипних пресів характерні підвищені чутливість до ексцентриситету навантаження, розкриття станини, поперечних й /кутових зміщень повзуна (рис. 1.1) і динамічних ударних явищах під час розділових операцій. Це безпосередньо призводить до:

- нестабільного зазору пари «пуансон–матриця»;
- перекосу робочих плит штампа;
- зростання зносу напрямних елементів штампа;
- відколів/сколів ріжучих крайок робочих деталей штампа (пуансонів і матриць);
- погіршення якості поверхні зрізу (задирка, конусність, зона зминання/зрізу/розриву).

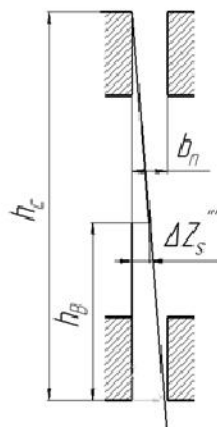


Рисунок 1.1 – Схема перекосу повзуна у напрямних станини

Джерело: [1]

Оскільки номінальне зусилля пресу 0,63 МН (630 кН) лежить у типовому діапазоні стандартизованих «відкритих» пресів, методи нормування точності, оцінки податливості та підходи до компенсації похибок є релевантними й узагальнюваними для ширшого класу відкритих кривошипних пресів.

## **1.2 Нормативна база точності та приймальні випробування відкритих кривошипних пресів**

### **1.2.1 Геометрична точність і приймальні допуски**

У міжнародній практиці геометричні параметри точності відкритих механічних пресів (площинність/паралельність стола та повзуна, перпендикулярність напрямку руху повзуна, зазори у напрямних, биття/перекоси тощо) задаються стандартами приймання й перевіряються без технологічного навантаження або в регламентованих режимах контролю. Для класу відкритих механічних пресів широко відомі підходи ISO-типу (геометричні випробування та допустимі відхилення) [2–3].

### **1.2.2 Діапазони та уніфікація параметрів (потужність, габарити, приєднувальні розміри)**

Паралельно з нормуванням точності існують стандарти, що уніфікують номінальні зусилля та основні розміри відкритих пресів (серії, типи столів/плит, тощо) [2]. Для радянсько/пострадянської школи характерні стандарти на параметри, розміри та норми точності для відкритих однокривошипних пресів простого дії [5], що зручно використовувати як довідкову основу при інженерній оцінці геометричної точності конкретної машини (у т.ч. 0,63 МН).

### **1.2.3 Важливе обмеження: «динамічна точність» часто не нормується**

Практично значуща для штампування складова — динамічна точність (точність у момент деформації матеріалу, коли діє зусилля й виникають пружні деформації преса) — у ряді підходів розглядається як окрема проблема і може не бути прямо заданою у типових нормах точності. Як приклад, у технічних

матеріалах MISUMI прямо розрізняють статичну й динамічну точність преса та зазначають, що динамічна точність не завжди регламентована у відповідних стандартах/нормах [6].

### **Проміжні висновки до розділу 1.2**

Норми точності й приймальні випробування корисні як «нульова база» для геометрії преса [2–5], але для забезпечення якості штампування вирішальною стає поведінка під навантаженням (податливість, перекося, коливання) [6], тобто потрібен перехід від геометричного контролю до моделювання/компенсації деформацій у системі «прес–штамп».

## **1.3 Класифікація похибок у системі «прес–штамп»**

### **1.3.1 Геометричні похибки (статичні, без навантаження)**

До типових геометричних похибок належать:

- неплосцинність поверхонь стола/підштампової плити та опорних поверхонь повзуна;
- непаралельність стола й повзуна в заданих положеннях (рис. 1.2);
- неперпендикулярність напрямку руху повзуна до поверхні стола (рис. 1.3);
- неперпендикулярності осі отвору під хвостовик в повзуні до поверхні стола (рис. 1.4)
- зазори у напрямних повзуна і станини (рис. 1.5);
- похибки посадок (з'єднання повзун–шатун, підшипники, кривошипні вузли).

Такі відхилення безпосередньо транслюються у перекося штампа ще до контакту з матеріалом і задають початкові умови для подальшого «силового» перекося. [3, 5].

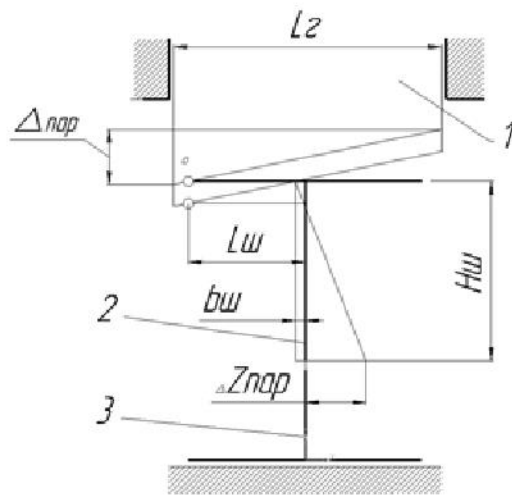


Рисунок 1.2 – Непаралельність поверхні повзуна до поверхні стола пресу

Джерело: [1]

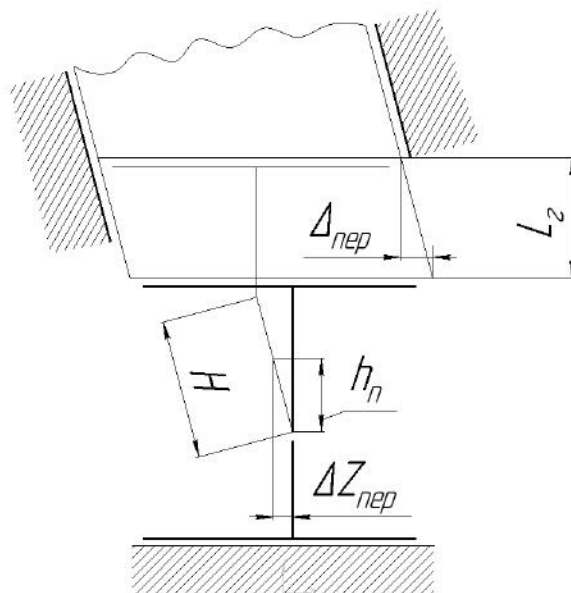


Рисунок 1.3 – Неперпендикулярність ходу повзуна до поверхні стола пресу

Джерело: [1]

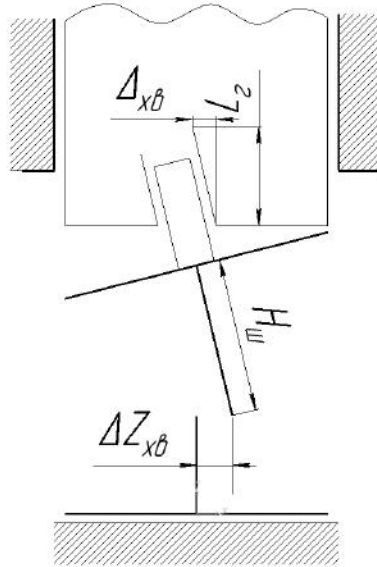


Рисунок 1.4 – Неперпендикулярність осі отвору під хвостовик в повзуні до поверхні стола пресу

Джерело: [1]

### 1.3.2 Кінематичні похибки та похибки положення (у т.ч. НМТ)

Окремий клас — похибка відтворення ходу повзуна та положення НМТ (нижньої мертвої точки). На практиці вона формується комбінацією люфтів, пружних деформацій ланок, температурних впливів, зносу та змін умов змащення. Рішення «високого рівня» включають системи корекції положення НМТ на основі сенсорів і керування (особливо у сервопресах/пресах із розвиненим контролем) [7].

### 1.3.3 Похибки під навантаженням (пружні деформації і податливість)

Ключова для теми роботи група похибок: пружні деформації станини повзуна, стола/плити, напрямних і вузлів приводу, що викликають:

- вертикальне «просідання» системи (зміна фактичної висоти закриття);
- кутовий перекид повзуна від ексцентриситету навантаження;
- горизонтальні зміщення (мікросуви) та мікроповороти.

Саме ці складові найчастіше впливають на стабільність зазору в розділових операціях і формують нерівномірний знос ріжучих крайок [6].

### 1.3.4 Динамічні похибки (удари, вібрації)

Під час розділових операцій (вирубання, пробивання, обрізання) виникає явище так званого «перебігу повзуна»: після руйнування перемички металу сила різко падає, а в системі з'являється «зворотне» динамічне навантаження, що супроводжується ударом, шумом і вібрацією [8–10].

#### Проміжні висновки до розділу 1.2.

1. Для задачі компенсації похибок найбільш критичні силові кутові й горизонтальні зміщення та динамічні явища [6, 8–10].

2. Геометричні похибки важливі, але вони часто є «фонова» складова, яку компенсація має врахувати як початкову.

### 1.4 Жорсткість, податливість і «розкриття» С-подібних станин під навантаженням

#### 1.4.1 С-подібна станина як джерело кутових похибок

Для С-подібних пресів характерне кутове розкриття (рис. 1.5) (умовно «паща крокодила») під дією сили штампування, особливо при навантаженні зі зміщеним центром тиску. Це призводить до непаралельності «пуансон–матриця» й локального перевантаження ріжучих ділянок. Практичні матеріали виробників прямо підкреслюють роль кутової деформації рами й відмінність gap-frame від straight-side (закритих) пресів у цьому аспекті [11].

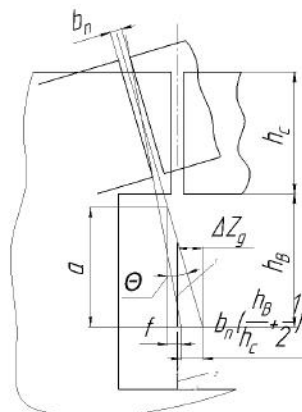


Рисунок 1.5 – Деформація С-подібної станини преса під технологічним навантаженням

Джерело: [1]

### **1.4.2 Вплив жорсткості на якість і ресурс штампа**

Нестача жорсткості проявляється в трьох вимірах:

- точність виробу: різниця фактичних зазорів по периметру різання → різна висота задирки, конусність й нестабільність геометрії;
- ресурс штампа: локальне перевантаження → сколи крайок, відхилення направляючих, прискорений знос;
- надійність преса: ударні навантаження й циклічна втома елементів (напрямні, підшипники, фундамент). [8–10, 11].

### **1.4.3 Оцінка податливості**

У сучасній інженерній практиці оцінка податливості переходить від суто довідкових даних до:

- експериментальних вимірювань деформацій столу/плити під навантаженням (метрологічні методики, вимірювання прогинів/нахилів);
- чисельного моделювання (FEM) станини та приєднувальних вузлів;
- спрощених «замінних моделей» жорсткості преса, які підключаються до моделі штампа/процесу, щоб відобразити реальне пружне «дихання» системи.

Показовими є підходи, де жорсткість преса подається як замінна модель (балочно-оболонкова) для швидкого урахування деформацій при попередній корекції інструмента [12]. А для натурної перевірки застосовують точні методи вимірювання деформацій підштампових плит пресів [13].

### **Проміжні висновки до розділу 1.4**

1. Для відкритих пресів вирішальною є кутова податливість рами та деформації опорної системи [11].

2. Саме тому перспективним є компенсаційний вузол, здатний «розв'язувати» кутові й горизонтальні зміщення між повзуном і нижньою частиною штампа, а також систематично враховувати пружні деформації через CAD/CAE-модель [12–13].

## 1.5 Динамічні процеси при розділових операціях

### 1.5.1 Природа вібрацій

Під час різання сила наростає до моменту руйнування перемички, після чого відбувається різке розвантаження та «провал» системи. Це породжує зворотну динамічну дію, яку описують як reverse/negative tonnage або snap-through [8–10], тобто виникає інтенсивний вібраційний процес, який швидко уповільнюється (рис. 1.6). У матеріалах AIDA явище розглядається як один з ключових «вбивць» преса/штампа при розділових операціях і наводяться інженерні заходи зменшення ефекту [8–9].

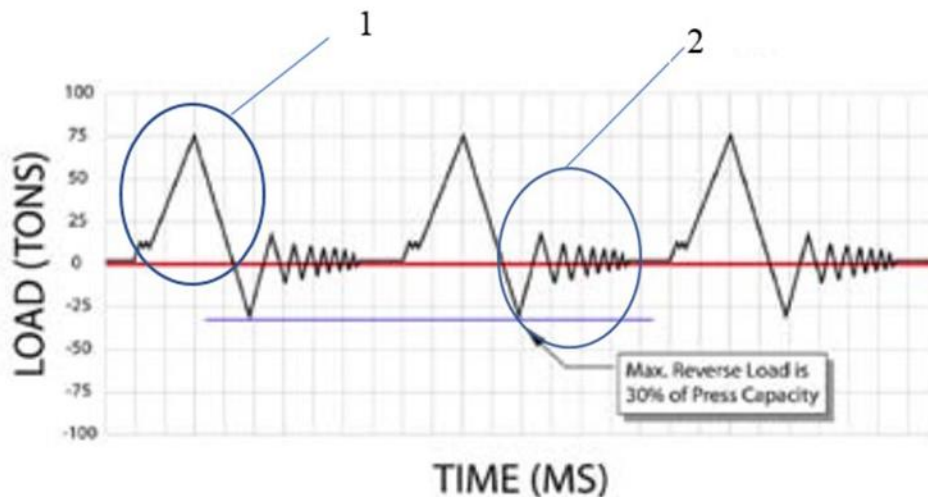


Рисунок 1.6 – Запис процесу вирубування-пробивання: 1 – силова зона технологічної операції; 2 – зона розвантаження системи з затухаючими коливаннями

*Джерело: [8]*

### 1.5.2 Наслідки для системи «прес–штамп»

Вібрації системи призводять до:

- додаткових навантажень на напрямні повзуна (гібові поверхні), підшипники, кривошипно-шатунний механізм;
- вібраційного збудження рами й фундаменту;

– погіршення умов різання (мікровідскок, нестабільність контакту) – особливо критично для чистової вирубки, тонких перемичок, тонколистових матеріалів. [8–10].

### **1.5.3 Типові методи зниження ударного ефекту**

Узагальнено застосовують:

– зсув на пуансоні й матриці для розтягування процесу руйнування в часі і зменшення пікового навантаження [8];

– зменшення швидкості контакту (режим преса, кінематика, технологічні прийоми) [8];

– гідравлічні демпфери удару (shock dampers), що формують протидію у момент прориву й «поглинають» зворотну дію [9–10], [14].

### **Проміжні висновки до розділу 1.4.**

1. Динамічна складова (вібрації) є системною проблемою для відкритих кривошипних пресів при розділових операціях [8–10].

2. Навіть якщо мета роботи — компенсація геометричних/силових похибок, при прийнятті конструктивних рішень бажано не погіршувати динаміку й, за можливості, створити умови для зниження впливу вібрацій (через кінематичне «розв’язування» або демпфування) на технологічне оснащення [14].

## **1.6 Вплив похибок преса на точність деталей та стійкість штампового оснащення**

### **1.6.1 Вплив на зазор різання та якість крайки**

Для розділових операцій критичним є оптимальний технологічний зазор між робочими деталями штампу, оскільки він визначає співвідношення зон зминання/зрізу/розриву, висоту задирки та знос інструмента. Рекомендовані діапазони зазору залежать від матеріалу та міцності листа; зі зростанням міцності матеріалу зазор зазвичай збільшується [15].

Похибки преса (кутовий перекид, поперечні зміщення, прогин плити) фактично перетворюють номінальний рівномірний зазор на нерівномірний по

контур, що «прив'язує» задирку та знос до конкретних зон штампа і різко знижує повторюваність. [6, 15].

### **1.6.2 Зв'язок із поломками інструмента та «несумісністю» преса і штампа**

Навіть за правильно підібраного штампа, м'яка станина відкритого преса при глибокому вильоті може формувати помітну кутову деформацію, що підсилює ризик сколів ріжучих крайок та проблем з напрямними. У технічних матеріалах AIDA щодо відкритих пресів підкреслюється, що саме кутова деформація станини є типовою причиною вибору закритої станини замість відкритої у відповідальних операціях [11].

### **1.6.3 Роль напрямних елементів штампа й самоустановлення**

Класичний шлях «компенсації» на рівні оснащення — посилення направляючих штампа (колонки й втулки, направляючі плити) та введення елементів самоустановлення. Але це має межі: надмірне «зв'язування» системи з наявними кутовими похибками преса може переносити навантаження на напрямні елементи штампа, що знижує їх ресурс. Тому потрібен баланс між «жорстким» напрямленням і керованою рухливістю (компенсаційними ступенями свободи) [6].

### **Проміжні висновки до розділу 1.6.**

1. Похибки преса проявляються передусім через нерівномірність технологічного зазору різання, що погіршує якість поверхні зрізу та стійкість штампа [15].

2. Технологічно-конструкторські заходи мають розглядати прес і штамп як єдину систему: «підсилувати штамп» недостатньо, якщо основне джерело похибок — прес [11].

## **1.7 Методи оцінювання та розрахунку похибок**

### **1.7.1 Аналітичні оцінки (перший рівень)**

На етапі попередньої оцінки доцільно:

- вводити узагальнену податливість (наприклад,  $\delta = F/k$ ) для вертикальної осі;
- виділяти кутові компоненти від ексцентриситету навантаження (пара сил  $\rightarrow$  кут повороту);
- оцінювати вплив місця прикладання сили (віддалення від осі, відносно вильоту станини).

Ці оцінки потрібні для постановки задачі компенсації: які саме переміщення треба «зняти» компенсатором — кутові, горизонтальні, чи обидва типи. Концептуально це узгоджується з практикою розділення статичної й динамічної точності [6].

### **1.7.2 Експериментальні методи**

Оскільки реальна жорсткість визначається станом вузлів і фундаменту, доцільні натурні вимірювання:

- прогини/нахили столу/плити під контрольним навантаженням;
- переміщення повзуна в площині;
- повторюваність нижньої мертвої точки пресу у циклі.

У сучасних роботах пропонують методи високоточної оцінки деформацій опорних плит пресів на основі локально виміряних нахилів і подальшої реконструкції поля прогинів [13].

### **1.7.3 САЕ-підходи та «замінні моделі преса»**

Повноцінне FEM-моделювання преса може бути трудомістким; тому практично цінні підходи зі спрощеними (замінними) моделями жорсткості преса, які підключаються до моделі штампа/процесу й дозволяють адекватно урахувати пружні деформації при проектуванні та корекції інструмента. Саме

таку логіку демонструє робота щодо замінних моделей підштамова плита – станина преса [12].

#### **1.7.4 Практична «прив’язка» до SolidWorks**

В умовах даної роботи (конструкторський характер, SolidWorks) був би доцільний такий підхід у рамках огляду:

- параметризована CAD-модель вузла компенсації та приєднувальних поверхонь (стіл преса ↔ компенсатор ↔ нижня плита штампа);
- SolidWorks Simulation: статичні розрахунки жорсткості (прогини/нахили), контактні задачі у шарнірі, перевірка напружень у плитах/опорах, чутливість до ексцентриситету навантаження;
- за можливості — валідація: зіставлення моделі з натурними вимірюваннями деформацій/нахилів (див. сучасні підходи вимірювання деформацій опорних плит) [13].

#### **Проміжні висновки до розділу 1.7.**

1. Для обґрунтування доцільності використання компенсатора потрібне поєднання натурних вимірювань і CAE-моделі [13].
2. Замінні моделі жорсткості преса – можуть бути доброю альтернативою для інженерного проєкту, де повна FEM-модель преса або недоступна або надмірно складна [12].

### **1.8 Аналіз засобів компенсації похибок системи «прес–штамп»**

#### **1.8.1 Плаваючі хвостовики**

Плаваючі хвостовики – стандартизований засіб забезпечити самоустановлення штампа відносно осі/напрямку, зменшивши передачу поперечних та кутових похибок з повзуна на штамп. Вони мають регламентовану конструкцію й розміри (включаючи допустимі зазори), що прямо відображено у стандарті на плаваючі хвостовики [16].

Ключове обмеження: такий підхід найбільш корисний, коли центр тиску не має значного зміщення, інакше «плаваюча» кінематика може створювати

небажані додаткові переміщення/тертя. Це зазвичай прямо або опосередковано зазначають у рекомендаціях до застосування плаваючих хвостовиків [16].

### 1.8.2 Компенсуючі пристрої між повзуном і верхньою плитою штампа

Цей клас включає проміжні пристрої (адаптери) з шарнірними/сферичними елементами, що допускають малий кутовий поворот і/або мікропереміщення, зменшуючи перекіс між пуансоном і матрицею при силовому навантаженні (рис. 1.7, 1.8). Перевага – простота інтеграції без зміни столу преса; недолік – частково зберігаються деформації в нижній опорі (стіл/плита) і не вирішуються проблеми прогину/нахилу з боку підштампової плити. Загальна логіка «адаптеризації» преса/оснащення для швидкого й точного налаштування широко зустрічається також у патентних рішеннях [17].



Рисунок 1.7 – Плаваючий хвостовик

*Джерело: [21]*



Рисунок 1.8 – Самовирівнювальна компресійна плита

*Джерело: [22]*

### **1.8.3 Компенсатори на столі та підштамповій плиті**

Тут можна виділити три підгрупи:

– еластичні рішення (пружні прошарки, еластомерні вставки): прості, але мають обмеження по жорсткості/повторюваності та можуть погіршувати точність при серійному виробництві.

– механічні самоустановні опори або платформи: забезпечують керовані ступені свободи (кутові й поперечні), відділяючи «похибки преса» від штампа, при цьому зберігають високу вертикальну жорсткість.

– демпфери удару (shock dampers), що зменшують наслідки виникаючих вібрацій у розділових операціях [9–10, 14].

### **1.8.4 Компенсаційні плити замість підштампової плити**

Існують рішення, орієнтовані саме на адаптацію опорної частини преса під різні штампи та умови, у т.ч. багат шарові плити (base/top/float plate) і схеми «плаваючої» проміжної плити. Це підтверджується як патентною базою (адаптерні системи преса), так і сучаснішими патентами щодо bolster adaptor із «float plate» [18].

### **1.8.5 Перспективність двоплитного механічного компенсатора замість підштампової плити**

З огляду на наведені джерела, перспективність такого підходу (нерухома опорна плита + рухома плита + комбінований шарнір для компенсації кутових і горизонтальних зміщень) полягає в тому, що він:

– адресує саме силові (під навантаженням) кутові/поперечні переміщення, які є головними для відкритих пресів [11–13];

– зберігає сумісність із габаритами й приєднанням (критично для промислової реалізації);

– дозволяє «вбудувати» компенсацію в CAD/CAE-цикл і перевірити її ефективність на модельних навантаженнях у SolidWorks Simulation [12–13].

### **Проміжні висновки до розділу 1.8.**

1. Існує низка засобів компенсації від простих (плаваючі хвостовики) до системних (адаптери/платформи) [16–18].

2. Для відкритих пресів найбільш логічний шлях – компенсувати кутові та поперечні похибки саме в опорній зоні штампа, не «переводячи» проблему в напрямні елементи штампа [11–13].

### **Загальний висновок огляду**

Нормативні показники точності відкритих однокривошипних пресів простого дії регламентовано ГОСТ 9408-89; при неможливості контролю на базовій довжині допуск підлягає перерахунку на найбільшу можливу довжину вимірювання. Для пресів з номінальним зусиллям до 630 кН допуск паралельності нижньої поверхні повзуна відносно поверхні стола (або верхньої поверхні підштампової плити) становить 0,10 та 0,16 мм на довжині 1000 мм залежно від контрольного напрямку. Разом із тим, ГОСТ вимагає проводити перевірки при єдиних мінімальних зазорах у напрямних повзуна, що підкреслює їх визначальний вплив на положення повзуна. Таким чином, навіть для преса, виготовленого в межах норми, зазори у напрямних можуть формувати додаткові кутові та поперечні відхилення положення повзуна, критичні для стабільності зазору «пуансон–матриця» під час розділових операцій. Деталізований допусковий аналіз і формування технічних вимог до механічного компенсатора наведено у проектно-конструкторському розділі.

Проблема підвищення якості штампування на відкритих кривошипних пресах має системний характер: геометричні відхилення (статична точність) утворюють початкові похибки [3, 5], але ключовий внесок у втрату точності та ресурсу штампів дають пружні деформації і кутове розкриття С-станіни під навантаженням [11–13] та ударно-вібраційні явища під час розділових операцій [8–10, 14]. Тому ефективне рішення має бути спрямоване на компенсацію кутових та горизонтальних зміщень у системі «прес–штамп» та бути підкріплене CAD/CAE-обґрунтуванням (SolidWorks).

## **Мета і задачі роботи (за результатами огляду)**

### **Мета роботи**

Підвищити якість штампування на відкритому кривошипному пресі номінальним зусиллям 0,63 МН.

### **Задачі роботи**

1. Проаналізувати нормативні підходи до оцінки точності відкритих пресів і обмеження статичних випробувань щодо реальних умов штампування.

2. Систематизувати види похибок системи «прес–штамп» (геометричні, кінематичні, силові, динамічні) та визначити найбільш критичні для розділових операцій.

3. Провести огляд і порівняння відомих засобів компенсації (плаваючі хвостовики, проміжні плити, болстер-адаптери, демпфери) та сформулювати вимоги до власної конструкції.

4. Виконати аналіз жорсткості елементів преса та обґрунтувати цільові параметри компенсації (кут, зсув, жорсткість).

5. Розробити 3D-модель механічного компенсатора в SolidWorks, виконати розрахунки міцності та жорсткості окремих елементів та підтвердити працездатність конструкції.

6. Сформулювати рекомендації щодо впровадження компенсатора у штампувальне виробництво (монтаж, налаштування, вимірювання ефекту, обмеження застосування).

## МЕТОДИКА ВИКОНАННЯ РОБОТИ

### 2.1 Загальний підхід та етапність робіт

Робота має конструкторський характер і спрямована на підвищення якості штампування на відкритому кривошипному пресі номінальним зусиллям 0,63 МН шляхом розроблення механічного компенсатора похибок системи «прес–штамп». Методика виконання роботи базується на поєднанні нормативно-допускового аналізу точності преса, розрахунково-аналітичної оцінки можливих відхилень (у найгіршому випадку), комп'ютерного 3D-проекування та інженерного CAE-аналізу напружено-деформованого стану (НДС) основних елементів конструкції.

Виконання роботи здійснюється у такій послідовності:

- збір вихідних даних і формування припущень;
- допусковий аналіз похибок системи «прес–штамп» і формування вимог до діапазонів компенсації;
- розробка кінематичної схеми й компоновки компенсатора;
- 3D-моделювання деталей і зборки в SolidWorks та розробка складального кресленика;
- перевірка НДС нижньої плити компенсатора в SolidWorks Simulation та порівняння з деформацією підштампової плити за однакових умов опирання;
- узагальнення результатів, формування висновків і вихідних даних для техніко-економічного обґрунтування.

### 2.2 Вихідні дані та прийняті припущення

Вихідними є паспортні (технічні) характеристики преса 0,63 МН, габарити та маса типового штампа (300×300×250 мм, ~120 кг), параметри приєднання (Т-пази, крок 240 мм), товщина підштампової плити 85 мм, діаметр провального отвору 140 мм тощо. Через відсутність реального преса приймається, що обладнання виготовлено та відрегульовано відповідно до норм

точності (допусків), встановлених ГОСТ для відкритих однокривошипних пресів простого дії.

Для врахування пружних деформацій С-подібної станини під навантаженням і динамічних ефектів розділових операцій (ударність, «зрив зусилля») у методиці використовується інтегральний коефіцієнт запасу, який множить результати допускового розрахунку. Це дозволяє отримати конструкторські (проектні) діапазони переміщень рухомої плити компенсатора без складних розрахунків жорсткості станини.

### **2.3 Аналіз похибок і формування вимог до компенсатора**

На етапі постановки задачі виконується аналіз похибок системи «прес–штамп» у найгіршому випадку. До складу похибок включаються:

- непаралельність «повзун–стіл/підштампова плита» у двох напрямках;
- неперпендикулярність ходу повзуна;
- похибка орієнтації осі кріплення (хвостовика);
- зазори у клинових напрямних повзуна, що спричиняють кутове та горизонтальне зміщення під навантаженням.

Розрахункова частина виконується в Mathcad з використанням параметризованих формул.

### **2.4 Вибір компоновки та кінематичної схеми компенсатора**

На основі сформованих вимог вибирається кінематична схема компенсатора, яка забезпечує керовану самоустановку рухомої плити. У роботі приймається схема з двома основними плитами (нижня опорна та верхня рухома) і комбінованим шарніром, що поєднує кутову рухливість (за рахунок сферичної опори/шарніра) та планову піддатливість (за рахунок опор кочення).

На цьому ж етапі задаються принципи реалізації:

- механічних упорів кутів і зсувів (обмеження до розрахункових діапазонів);
- антивідриву, що виключає роз'єднання плит;
- захисту шарнірної зони від абразиву та можливості змащування.

## **2.5 3D-проектування в SolidWorks**

Тривимірне моделювання виконується в САПР SolidWorks за параметричним підходом із прив'язкою ключових розмірів (товщина вузла,  $\emptyset$  провалу, габарити базування штампа, діапазони переміщень упорів). Робота виконується у такій послідовності:

### **2.5.1 Моделювання деталей [23]**

Моделювання деталей може бути у такій послідовності:

- нижня опорна плита: зовнішній контур, товщина, провальний отвір/вікно, посадочні зони, ребра жорсткості, отвори під кріплення та елементи орієнтації;
- верхня рухома плита: базові поверхні під нижню плиту штампа, отвори/різьби, пази для стопорів, посадочні поверхні під шарнір/вкладиші;
- елементи шарніра та ковзні вкладиші (за необхідності як окремі деталі);
- упори, пальці, втулки, антивідривні елементи.

### **2.5.2 Побудова зборки**

Зборка може відбуватись у такій послідовності:

- фіксація нижньої плити як базової деталі;
- установка верхньої плити та елементів шарніра;
- задання спряжень так, щоб зборка відтворювала необхідні ступені свободи;
- введення обмежень переміщень відповідно до розрахункових діапазонів;
- перевірки інтерференції у граничних положеннях.
- отримання кресленника зборки.

## **2.6 Перевірка напружено-деформованого стану опорної плити у SolidWorks Simulation та порівняння з підштамповою плитою**

Для оцінювання впливу конструкції на жорсткість системи передбачається розрахунок напружено-деформованого стану нижньої плити компенсатора під номінальним навантаженням при розташуванні на фігурному

отворі у столі преса (тобто на реальну опорну зону, що формується навколо провального вікна/отвору), а також порівняння з НДС підштампової плити за тих самих умов.

### **2.6.1 Загальні принципи забезпечення порівнянності**

Пропонується наступні принципи забезпечення порівнянності:

- для обох об'єктів (нижня плита компенсатора і підштампова плита) задаються однакові матеріал, однакова схема закріплення, однакова схема навантаження, однакові контрольні точки/лінії вимірювання деформацій;
- геометричні спрощення (видалення дрібних фасок/отворів) виконуються однаково, щоб не спотворювати порівняння;
- аналіз виконується як статичний (Static) з оцінкою переміщень і напружень.

### **2.6.2 Розрахункова схема закріплення (опора на фігурний отвір):**

Пропонується наступна схема закріплення:

- моделюється контакт опорної поверхні плити з «умовною опорною поверхнею стола» так, щоб плита спиралася не суцільно, а по реальній опорній зоні, яка залишає вільним провальний отвір/вікно;
- практично це реалізується через фіксацію стола пресу по кільцевій/контурній зоні навколо отвору (анулярна опора) або по контурних площадках, що відповідають формі опорної поверхні стола (залежно від геометрії «фігурного отвору» в моделі).

### **2.6.3 Схема навантаження**

Рекомендується наступна схема навантаження:

- а) навантаження прикладається до верхньої робочої поверхні нижньої плити в зоні виборки під підп'ятник;
- б) розглядаються наступний режим:
  - граничне навантаження (до 0,63 МН — для перевірки запасу і порівняння в найгіршому випадку).

#### **2.6.4 Побудова сітки**

Рекомендується наступна послідовність побудови сітки:

- використовується тетраедральна сітка з локальним згущенням у зонах опори, біля провального отвору та в місцях концентрації напружень (переходи товщин, ребра);
- виконується контроль збіжності за максимальним переміщенням у контрольній точці (зміна сітки → перевірка стабільності результату).

#### **2.6.5 Оцінювані показники та критерії порівняння**

Для обох плит визначаються:

- максимальне вертикальне переміщення по середній лінії кільцевої виборки під підп'ятник;
- еквівалентні напруження (von Mises) у небезпечних перерізах і коефіцієнт запасу.

Порівняння здійснюється за критеріями:

- напруження не повинні перевищувати допустимих для прийнятого матеріалу з урахуванням запасу.

Результати подаються у вигляді: таблиці (дві плити — два набори показників), кольорових карт переміщень/напружень та короткого висновку щодо впливу компенсатора на жорсткість опорної системи.

## РОЗРАХУНОК ТА КОНСТРУЮВАННЯ СИСТЕМИ КОМПЕНСАЦІЇ ПОХИБОК ПРЕСА

### 3.1. Вихідні дані та прийняті припущення

#### 3.1.1. Вихідні дані преса (0,63 МН) та штампа

Номінальне зусилля преса – 0,63 МН (630 кН).

Хід повзуна – 100 мм; частота ходів –  $90 \text{ хв}^{-1}$ ;

закрита висота – 340 мм;

виліт (відстань від осі повзуна до станини) – 260 мм;

розміри стола – 710×480 мм;

діаметр провального отвору –  $\text{Ø}140$  мм;

товщина підштампової плити – 85 мм;

схема кріплення на столі – Т-пази (2 пази, крок 240 мм);

відстань між напрямними повзуна у світлі – 290 мм;

розміри плити повзуна – 370×310 мм.

Розміри типового штампу: 300×300×250 мм, маса ~120 кг.

Загальний вид відкритого кривошипного пресу номінальним зусиллям 0,63 МН наведений на рис. 3.1.

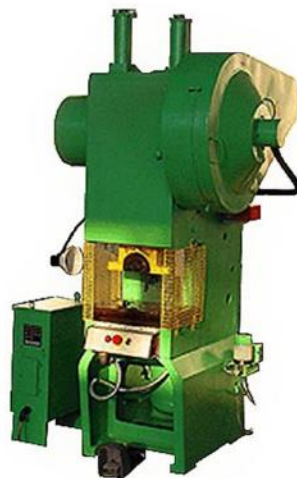


Рисунок 3.1 – Загальний вид відкритого кривошипного пресу номінальним зусиллям 0,63 МН

*Джерело: [24]*

Кінематична схема пресу наведена на рис. 3.2.

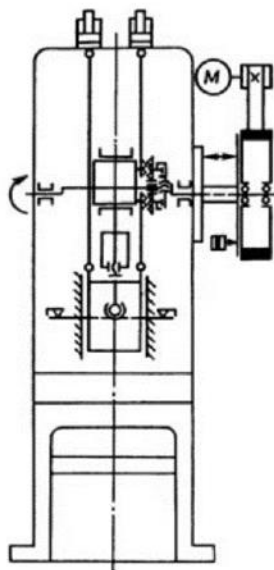


Рисунок 3.2 – Кінематична схема відкритого кривошипного пресу номінальним зусиллям 0,63 МН

Джерело: [24]

### 3.1.2 Нормативні припущення (без натурних вимірювань)

Оскільки натурні вимірювання преса відсутні, приймається, що прес виготовлений та відрегульований відповідно до норм точності ГОСТ 9408-89, який встановлює параметри, розміри та норми точності для відкритих однокривошипних пресів простого дії. Схема основних параметрів преса, які задіяні в нормах точності наведена на рис. 3.3.

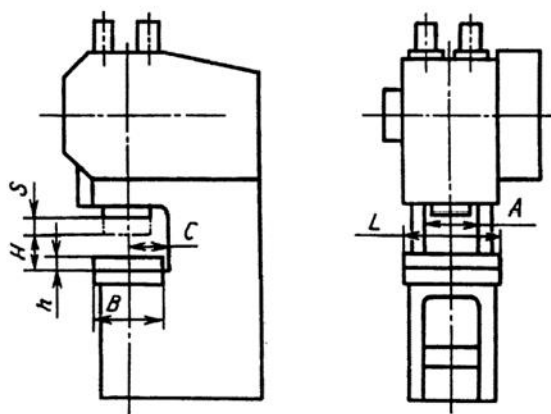


Рисунок 3.3 – Схема основних параметрів преса, які задіяні в нормах точності

Джерело: [5]

Згідно зі стандартом, у разі неможливості виконати вимірювання на довжині, до якої віднесено допуск, допуск перераховують на найбільшу можливу довжину вимірювання.

Крім того, у стандарті підкреслено принципівість стану напрямних: вимірювання точності проводять при мінімальних величинах зазорів у напрямних, що забезпечують рух повзуна.

### 3.1.3. Зазори у напрямних повзуна

Для преса 0,63 МН приймається нормативний діапазон зазорів між напрямними повзуна та станини від 0,08 мм до 0,16 мм. Тип напрямних – клинові. Ефективна висота зони напрямлення приймається  $l_g = 600$  мм.

Ці зазори розглядаються як джерело кінематичної невизначеності положення повзуна і, як наслідок, похибки взаємного положення елементів штампа на рівні дзеркала матриці (особливо в розділових операціях).

## 3.2. Нормативні показники точності преса за ГОСТ 9408-89

### 3.2.1. Площинність базових поверхонь (стіл/повзун/підштампова плита)

Стандартом задається допуск площинності 0,06 мм на довжині 1000 мм для поверхні стола, верхньої і нижньої поверхонь підштампової плити та нижньої поверхні повзуна; випуклість не допускається. Схема перевірки на площинність наведена на рис..3.3.

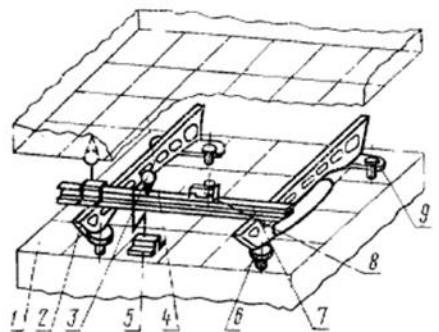


Рисунок 3.4 – Схема перевірки на площинність поверхні повзуна і поверхні стола

Джерело: [5]

Для робочої зони штампа 300×300 мм доцільно використовувати перерахунок на характерну довжину  $L = 300$  мм:

$$T_{pзи} \approx 0,06 \cdot \frac{300}{1000} = 0,018 \text{ мм}$$

Це значення застосовується як орієнтир для вимог до плоских опорних поверхонь компенсатора (власна площинність + деформація під навантаженням).

### 3.2.2 Паралельність нижньої поверхні повзуна відносно стола/верхньої поверхні підштампової плити

За ГОСТ 9408-89 для пресів з номінальним зусиллям до 630 кН допуск паралельності на довжині 1000 мм становить 0,10 мм у напрямі  $AA_1$  та 0,16 мм у напрямі  $BB_1$ . Схема перевірки на паралельність нижньої поверхні повзуна відносно стола наведена на рис. 3.4.

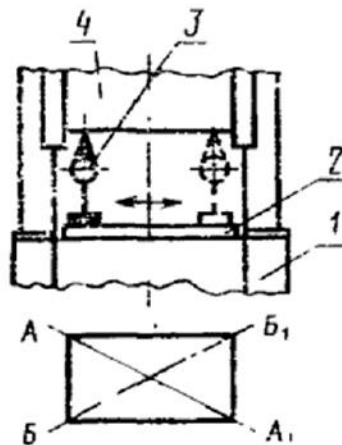


Рисунок 3.5 – Схема перевірки на паралельність нижньої поверхні повзуна відносно стола

Джерело: [5]

Перерахунок на  $L = 300$  мм (характерна база штампа):

$$T_{P,300}^{AA} \approx 0,10 \cdot \frac{300}{1000} = 0,030 \text{ мм} \qquad T_{P,300}^{BB} \approx 0,16 \cdot \frac{300}{1000} = 0,048 \text{ мм}$$

Отже, для робочої зони штампа 300×300 мм нормативна “рамка” непаралельності, яку доцільно приймати як критерій для конструкції компенсатора, складає від 0,030 мм до 0,048 мм залежно від контрольного напрямку.

### 3.2.3 Перпендикулярність ходу повзуна до поверхні стола/підштампової плити

За ГОСТ 9408-89 для найбільшого ходу повзуна від 63 мм до 100 мм та пресів зусиллям до 630 кН допуск перпендикулярності становить 0,020 мм. Схема перевірки на паралельність нижньої поверхні повзуна відносно стола наведена на рис. 3.6.

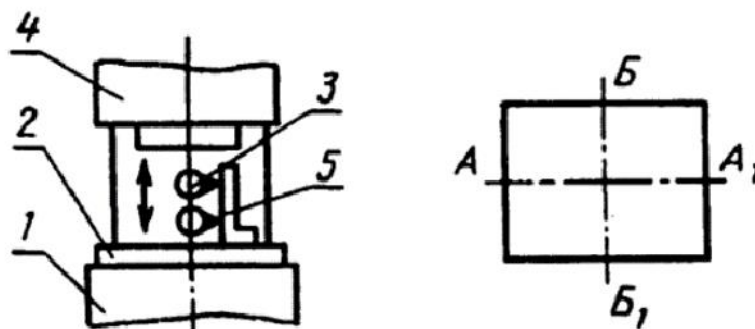


Рисунок 3.6 – Схема перевірки на перпендикулярність ходу повзуна до поверхні стола

Джерело: [5]

Еквівалентна оцінка кутового відхилення (для  $S = 100$  мм):

$$\alpha_{\perp} \approx \frac{0,020}{100} = 2 \cdot 10^{-4} \text{ рад} \approx 0,0115^{\circ} (\approx 0,69')$$

Цей рівень зручно використовувати як контрольний при постановці вимоги до кінематики компенсатора: компенсатор має “приймати” кутові відхилення в межах нормативного сценарію без втрати відтворюваності положення штампа.

### 3.2.4 Зазори в напрямних повзуна і станини

Зазори в напрямних (за умовою завдання):  $\delta_{зпс} = \text{від } 0,08 \text{ мм до } 0,16 \text{ мм}$  (для розрахунку береться максимум 0,16 мм).

ГОСТ вказує, що вимірювання точності виконують за мінімальних зазорів у напрямних, які забезпечують рух повзуна [1]. Для синтезу компенсатора приймаємо консервативно найгірший випадок, тобто  $\delta_{зпс} = 0,16$  мм.

#### Проміжний висновок (до п. 3.2).

Нормативну точність для робочої зони штампа 300×300 мм доцільно задавати як: плоскостність порядку 0,018 мм, паралельність повзун–стіл від 0,030 мм до 0,048 мм, перпендикулярність ходу повзуна (при S=100 мм) – 0,020 мм. Ці значення надалі приймаються критеріями прийнятності конструкції компенсатора.

### 3.3 «Дерево похибок» (структура джерел неузгодженості)

#### 3.3.1 Види похибок

Кінцева неузгодженість у зоні дзеркала матриці (на рівні нижньої плити штампа) формується сумою складових:

1. Геометричні похибки преса (в межах норм точності):

– непаралельність «повзун–стіл/підштампова плита»  $\Rightarrow$  кутова похибка  $\theta_{\text{пар}}$  ;

– неперпендикулярність ходу  $\Rightarrow$  бічне зміщення  $\Delta_{\text{пер, х}}$  ;

– неперпендикулярність осі хвостовика  $\Rightarrow$  кутова похибка  $\theta_{\text{ос, хв}}$ .

2. Похибки кінематично-силового характеру:

– зазори в напрямних  $\Rightarrow$  бічне зміщення  $\Delta_y$  та кутове відхилення  $\theta_{y\parallel}$  ;

– розкриття С-подібної станини під навантаженням  $\Rightarrow$  додаткові  $\Delta_{\text{ст}}(P)$ ,  $\theta_{\text{ст}}(P)$  (оцінюються окремо як пружна податливість).

3. Сумарний прояв у системі «прес–штамп»:

– сумарні кутові перекося  $\theta_{\Sigma} \rightarrow$  клиноподібна зміна зазору «пуансон–матриця»;

– сумарні горизонтальні зміщення  $\Delta_{\Sigma}$  → зсув співвісності/центрування, нерівномірний знос, сколювання РК, погіршення якості розділових операцій.

### 3.3.2 Розрахунок кутових похибок (найгірший випадок)

#### 3.3.2.1 Кутова похибка від непаралельності «повзун–стіл»

За ГОСТ допуск паралельності задано на базі 1000 мм:

– у напрямі АА:  $\Delta_{нар,АА}^{1000} = 0,10$  мм ;

– у напрямі ВВ:  $\Delta_{нар,ВВ}^{1000} = 0,16$  мм .

Еквівалентні малі кути:

$$\theta_{нар,АА} \approx \frac{0,10}{1000} = 1,0 \cdot 10^{-4} \text{ рад}$$

$$\theta_{нар,ВВ} \approx \frac{0,16}{1000} = 1,6 \cdot 10^{-4} \text{ рад}$$

Вплив на базі штампа  $L_{шт} = 300$  мм (клиноподібність зазору на площі 300×300

$$\Delta h_{нар,АА} = 0,10 \cdot \frac{300}{1000} = 0,030 \text{ мм}, \quad \Delta h_{нар,ВВ} = 0,16 \cdot \frac{300}{1000} = 0,048 \text{ мм}$$

#### 3.3.2.2 Кутова похибка від зазору в напрямних

За консервативною оцінкою: максимальний бічний зазор у напрямних  $\delta_{бз} = 0,16$  мм.

Еквівалентний кут перекошу повзуна в зоні напрямлення висотою  $l_{кпп} = 600$  мм:

$$\theta_{кпп} \approx \frac{\delta_{кпп}}{l_{кпп}} = \frac{0,16}{600} = 2,67 \cdot 10^{-4} \text{ рад}$$

Клиноподібність на базі штампа  $l_{кпп} = 300$  мм:

$$\Delta h_{\text{ош}} \approx \theta_{\text{ош}} \cdot L_{\text{кпп}} = 2,67 \cdot 10^{-4} \cdot 300 \approx 0,080 \text{ мм.}$$

### 3.3.2.3 Кутова похибка від неперпендикулярності осі хвостовика

За ГОСТ:  $\Delta_{\text{нох}} = 0,02$  мм на 100 мм.

Еквівалентний кут:

$$\theta_{\text{нох}} \approx \frac{0,02}{100} = 2,0 \cdot 10^{-4} \text{ мм.}$$

Клиноподібність на базі  $L_{\text{кпп}} = 300$  мм:

$$\Delta h_{\text{нох}} \approx \theta_{\text{нох}} \cdot L_{\text{кпп}} = 2,0 \cdot 10^{-4} \cdot 300 = 0,060 \text{ мм.}$$

Зауваження. ГОСТ прямо зазначає, що перевірку цієї похибки можна не проводити, якщо кріплення хвостовика здійснюється через самоустановний елемент (плаваючий хвостовик) [1]. Це є додатковим нормативним обґрунтуванням доцільності компенсації/самоустановлення у вузлі «прес-штамп».

### 3.3.2.4 Сумарні кутові похибки (без урахування розкриття станини)

Складаємо складові за найгіршим випадком:

Для напрямку (AA):

$$\theta_{\Sigma, AA}^{(0)} = \theta_{\text{пар, AA}} + \theta_{\text{кпп}} + \theta_{\text{нох}} = (1,0 + 2,67 + 2,0) \cdot 10^{-4} = 5,67 \cdot 10^{-4} \text{ рад} \approx 0,033^\circ$$

Еквівалентна клиноподібність на  $L_{\text{кпп}} = 300$  мм:

$$\Delta h_{\Sigma,AA}^{(0)} = \Delta h_{нар,AA} + \Delta h_{кпп} + \Delta h_{нох} = 0,030 + 0,080 + 0,060 = 0,170 \text{ мм.}$$

Для напрямку ВВ:

$$\theta_{\Sigma,BB}^{(0)} = \theta_{нар,ВВ} + \theta_{кпп} + \theta_{нох} = (1,6 + 2,67 + 2,0) \cdot 10^{-4} = 6,27 \cdot 10^{-4} \text{ рад} \approx 0,036^\circ,$$

### 3.3.3 Розрахунок горизонтальних зміщень (найгірший випадок)

#### 3.3.3.1 Зміщення від зазору в напрямних

Максимальна складова:

$$\Delta_y = \delta_y = 0,16 \text{ мм.}$$

#### 3.3.3.2 Зміщення від неперпендикулярності ходу повзуна

За ГОСТ (при  $S = 100$  мм,  $P_H \leq 630$  кН: допуск 0,020 мм [5]).

Цю величину трактуємо як максимальне бічне зміщення траєкторії повзуна на довжині ходу:

$$\Delta_{бзн} = 0,020 \text{ мм.}$$

#### 3.3.3.3 Сумарне горизонтальне зміщення (без урахування розкриття станини)

$$\Delta_{\Sigma}^{(0)} = \Delta_y + \Delta_{бзн} = 0,16 + 0,02 = 0,18 \text{ мм.}$$

### 3.3.4 Додаткова похибка від розкриття С-подібної станини під навантаженням

Розкриття станини під дією сили штампування та ексцентриситету навантаження (виліт  $C = 260$  мм) формує додаткові компоненти  $(\Delta_{pc}(P), \theta_{pc}(P))$ , які залежать від жорсткості конкретної конструкції станини, вузлів напрямлення та опорних поверхонь. Оскільки реальний прес відсутній, а вихідні дані обмежені паспортними характеристиками, параметри  $\Delta_{pc}(P), \theta_{pc}(P)$  приймаються як резерв, що покривається конструкцією компенсатора.

### 3.3.5 Підсумкові діапазони переміщень рухомої плити компенсатора

Без урахування пружного розкриття станини (лише геометрія + зазори + нормована кінематика), отримано:

– кутова компенсація:

$$\theta_{нк,АА}^{(0)} \approx 0,033^\circ, \quad \theta_{нк,ВВ}^{(0)} \approx 0,036^\circ;$$

– горизонтальна компенсація:

$$\Delta_{нк}^{(0)} \approx 0,18 \text{ мм.}$$

З урахуванням того, що у розділових операціях можливі динамічні процеси (зрив зусилля, ударні явища) та додаткові пружні деформації вузлів, доцільно ввести коефіцієнт запасу  $k_{дин} = 1,5$  для вибору конструктивних переміщень компенсатора:

$$\theta_{нк} \approx k_{дин} \cdot \theta_{нк}^{(0)}, \quad \Delta_{нк} \approx k_{дин} \cdot \Delta_{нк}^{(0)}.$$

Тоді орієнтовно для закладання в компоновку:

–  $(\theta_{нк,АА} \approx 0,05^\circ), (\theta_{нк,ВВ} \approx 0,055^\circ)$ ;

–  $(\Delta_{req} \approx 0,27 \text{ мм})$ ,

Розкриття станини ми не розраховуємо, а враховуємо нормативно-проектним коефіцієнтом –  $k_{ст}$ . Конструкцію компенсатора проектуємо із запасом на пружні деформації станини та ударність розділових операцій.

Коефіцієнт розкриття станини (розкриття/пружна податливість) рекомендовано брати в межах  $k_{ст} = 1,3$  (консервативний інженерний запас для відкритої С-станини під навантаженням).

Тоді підсумковий коефіцієнт

$$k_{\Sigma} = k_{дин} \cdot k_{ст} = 1,5 \cdot 1,3 = 1,95 \approx 2,0.$$

Нижче наведена узагальнювальна таблиця 3.1 розрахунку максимальних похибок (у «найгіршому» випадку) з перерахунком у потрібні діапазони переміщень рухомої плити компенсатора. Вихідні дані для побудови таблиці були прийняті або розраховані раніше. Позначення:  $\Delta$  – лінійна похибка;  $\theta$  – еквівалентний кут перекосу;  $\Delta h(L_{шт})$  – еквівалентна «клиновидність» на базі  $L_{шт} = 300$  мм;  $\Delta t$  – горизонтальний зсув в плані.

Таблиця 3.1 – Похибки системи «прес–штамп» та діапазони компенсатора з урахуванням розкриття станини

№ з/п	Джерело похибки	Норма / вхідні дані	Модель перерахунку ( $L_{шт} = 300$ мм, $l_{кшп} = 600$ мм)	Результат (макс.)	Координати рухомості компенсатора
1	Непаралельність «повзун–стіл/підштампова плита», напрям АА	$\Delta_{пар, АА} = 0,10$ мм на 1000 мм	$\theta_{пар} = \Delta/1000$ ; $\Delta h = \Delta \cdot L_{шт}/1000$	$\theta = 0,0057^\circ$ ; $\Delta h(300) = 0,030$ мм	Rx/Ry (кут)
2	Непаралельність «повзун–стіл/підштампова плита», напрям ВВ	$\Delta_{пар, ВВ} = 0,16$ мм на 1000 мм	$\theta_{пар} = \Delta/1000$ ; $\Delta h = \Delta \cdot L_{шт}/1000$	$\theta = 0,0092^\circ$ ; $\Delta h(300) = 0,048$ мм	Rx/Ry (кут)
3	Зазор у клинових напрямних повзуна (перекіс + зсув)	$\delta_{кшп} = 0,16$ мм; $l_{шт} = 600$ мм	$\theta g = \delta g / l g$ ; $\Delta h = \theta g \cdot L_{шт}$ ; $\Delta t \approx \delta g$	$\theta = 0,0153^\circ$ ; $\Delta h(300) = 0,080$ мм; $\Delta t = 0,16$ мм	Rx/Ry + Tx/Ty
4	Неперпендикулярність осі отвору під хвостовик до нижньої поверхні повзуна	0,02 мм на 100 мм	$\theta_{sh} = 0,02/100$ ; $\Delta h = \theta_{sh} \cdot L_{шт}$	$\theta = 0,0115^\circ$ ; $\Delta h(300) = 0,060$ мм	Rx/Ry (кут)
5	Неперпендикулярність ходу повзуна до стола/підштампової плити (кінематика)	$\Delta l = 0,020$ мм (для $S=100$ мм)	Консервативно як планове переміщення: $\Delta t = \Delta l$	$\Delta t = 0,020$ мм	Tx/Ty
6	Коефіцієнт урахування розкриття С-станини під навантаженням (без розрахунку)	$k_{рс} = 1,3$ (рекомендовано)	Множник для сум кутів і зсувів	Застосовується до сум рядків 1–5	Резерв по Rx/Ry, Tx/Ty

7	Коефіцієнт урахування динаміки (удар/вібрації при розділових операціях)	$k_{\text{дин}} = 1,5$ (прийнято)	Множник для сум кутів і зсувів	Застосовується до сум рядків 1–5	Резерв по $R_x/R_y, T_x/T_y$
---	-------------------------------------------------------------------------	--------------------------------------	--------------------------------	----------------------------------	------------------------------

Підсумкові суми та проектні діапазони (з коефіцієнтами) зводимо у табл. 3.2.

Таблиця 3.2 – Підсумок і діапазони переміщення рухомої плити компенсатора

Показник	Базове значення (рядки 1–5 табл. 3.1)	Коефіцієнт $k_{\Sigma} = k_{\text{дин}} \cdot k_{\text{ст}}$	Проектне значення	Прийнятий діапазон компенсатора
Сумарний кут (AA)	0,0325°	$\approx 2,0$	0,065°	$\pm 0,07^\circ$
Сумарний кут (BB)	0,0359°	$\approx 2,0$	0,072°	$\pm 0,08^\circ$
Сумарний плановий зсув $\Delta t$	0,18 мм	$\approx 2,0$	0,36 мм	$\pm 0,40$ мм

### 3.3.6 Проміжний висновок до п. 3.3

За найгіршим поєднанням похибок у межах норм точності та максимальних зазорів у напрямних, для преса 0,63 МН оцінено, що рухома плита механічного компенсатора повинна забезпечити самоустановлення нижньої плити штампа в межах порядку:

- горизонтальних зміщень до 0,18 мм (рекомендовано закласти  $\approx 0,27$  мм із запасом);

- кутових перекосів від 0,033° до 0,036° (рекомендовано закласти  $\approx$  від 0,05° до 0,055° із запасом), що створює кількісну основу для вибору геометрії комбінованого шарніра та обмежувальних елементів компенсатора в подальшому проектуванні.

- пружні деформації С-подібної станини під технологічним навантаженням і ударні явища при розділових операціях збільшують фактичні кутові та поперечні відхилення системи «прес–штамп» порівняно з чисто геометричними (паспортними) значеннями. З огляду на відсутність натурних вимірювань і розрахунку жорсткості станини, вплив розкриття станини враховано коефіцієнтом  $k_{\text{ст}} = 1,3$ , а динамічних ефектів – коефіцієнтом  $k_{\text{дин}} = 1,5$ .

У підсумку проектні діапазони переміщень рухомої плити компенсатора прийнято з інтегральним коефіцієнтом запасу  $k_{\Sigma} \approx 2,0$ .

### **3.4 Технічне завдання на механічний компенсатор похибок системи «прес–штамп»**

#### **3.4.1 Призначення та область застосування**

Механічний компенсатор призначений для підвищення стабільності якості штампування на відкритому однокривошипному пресі  $0,63 \text{ МН}$  за рахунок зниження чутливості нижньої частини штампа до кутових і планових відхилень, що виникають у системі «прес–штамп» в межах норм точності та внаслідок зазорів у напрямних і пружних деформацій станини. Нормативні відхилення базових геометричних параметрів преса приймаються за ГОСТ 9408-89.

Компенсатор встановлюється замість підштампової плити зі збереженням її приєднувальних розмірів і технологічних можливостей.

#### **3.4.2 Склад і принципова компоновка**

Компенсатор складається з:

- нижньої нерухомої (опорної) плити, що кріпиться до стола преса;
- верхньої рухомої плити, на яку кріпиться нижня плита штампа;
- комбінованого шарнірного вузла, що забезпечує кутові та горизонтальні переміщення верхньої плити в заданих межах;
- обмежувальних і страхувальних елементів (стопори, уловлювачі, антивідрив, елементи центрування, захист і мастило).

#### **3.4.3 Вимоги сумісності та приєднувальних розмірів 1.**

Нижня плита компенсатора повинна забезпечувати монтаж на столі преса через наявні Т-пази (2 пази, крок 240 мм) та сприймати реакції від навантаження без зсуву/провертання.

2. Габарит і висота вузла в зборі повинні відповідати підштамповій плиті преса (прийнята товщина 85 мм) для збереження закритої висоти та налагоджувальних можливостей.

3. Повинен бути збережений провальний отвір  $\varnothing 140$  мм (або еквівалентний за функцією/прохідністю).

4. Місця кріплення оснащення на верхній плиті компенсатора повинні відповідати місцям кріплення оснащення на підштамповій плиті преса (Т-пази).

#### **3.4.4 Кінематичні вимоги (ступені свободи та діапазони)**

Компенсатор має забезпечити керовану самоустановку верхньої плити не менше ніж за 4 ступенями свободи:

Планові (горизонтальні) переміщення:

–  $T_x = \pm 0,40$  мм;

–  $T_y = \pm 0,40$  мм.

Кутові переміщення:

–  $R_x = \pm 0,08^\circ$  ;

–  $R_y = \pm 0,08^\circ$ .

Вимоги до функціональності конструкції:

– переміщення повинні відбуватися без заклинювання під робочим навантаженням;

– кінематика має бути детермінованою та відтворюваною: після розвантаження вузол повинен повертатися в стабільне “нульове” положення (конструктивно — через геометрію опор/підпружинення/вагу штампа; конкретний спосіб визначається проектом);

– не допускається «вільне плавання» плити поза заданими межами.

#### **3.4.5 Вимоги до комбінованого шарніра**

Комбінований шарнір має:

– забезпечувати одночасно кутову та планову рухливість у межах п. 3.4.4;

– мати низький момент тертя (щоб самоустановлення відбувалося під дією реальних сил у штампуванні), із передбаченням мастила/вкладишів;

– мати геометрично заданий центр рухливості (центр самоустановлення) поблизу геометричного центра зони кріплення штампа, та/або близько до розрахункового центра тиску штампа (для зменшення паразитних моментів);

– витримувати статичні та циклічні навантаження без пластичних деформацій і без втрати плавності ходу.

Примітка для подальшого проектування: конструктивно це може бути реалізовано як поєднання сферичної опори (для кутів) і планової піддатливості (для  $T_x$ ,  $T_y$ ) із керованими обмежувачами. Конкретну кінематичну схему (сферична пара + ковзні опори/каретка/напрямні) доцільно обрати на стадії ескізного проекту, виходячи з технологічності й доступних матеріалів тертя.

### **3.4.6 Вимоги до упорів і страхувальних елементів**

1. Повинні бути передбачені механічні упори:

– для  $T_x$ ,  $T_y$  — жорстке обмеження на рівні не менше  $\pm 0,40$  мм;

– для  $R_x$ ,  $R_y$  – жорстке обмеження на рівні не менше  $\pm 0,08^\circ$ .

2. Повинні бути передбачені елементи антивідриву, які унеможливають відокремлення рухомої плити від опорної при ударних режимах або помилках налагодження.

3. Упори мають бути регульованими (для налагодження/підбору) або мати змінні вставки/шайби (для технологічної адаптації).

### **3.4.7 Вимоги жорсткості та точності опорних поверхонь**

Оскільки мета компенсатора – підвищення відтворюваності взаємного положення половин штампа, компенсатор не повинен вводити надмірну вертикальну податливість.

Рекомендовано зафіксувати проектний критерій:

– додаткова вертикальна деформація вузла (компенсатор + контакти) під номінальним навантаженням не повинна перевищувати величин, співставних з нормативними полями точності взаємного положення (як мінімум — бути істотно меншою за характерні величини клиновидності/зсувів, прийняті в п. 3.3).

– опорні та посадкові поверхні плит компенсатора повинні мати точність і якість, не гірші за ті, що потрібні для коректної роботи штампа (площинність, шорсткість, відсутність локальних “випуклостей” і перекосів).

Нормативні допуски точності базових поверхонь і взаємного положення повзуна та стола приймаються за ГОСТ 9408-89.

### **3.4.8 Вимоги міцності, довговічності та обслуговування**

1. Вузол повинен забезпечувати ресурс при циклічній роботі (90 ход/хв) без заїдань і підтягування зазорів, з можливістю регламентного змащування.

2. Повинні бути передбачені:

– захист шарнірної зони від абразивного забруднення (стружка, пил, частки від штампування);

– точки подачі мастила;

– доступність регулювальних елементів і заміна вкладишів/підп’ятників (якщо застосовуються).

### **3.4.9 Критерії приймання**

Компенсатор вважається таким, що відповідає ТЗ, якщо:

– забезпечує беззаклинювальну рухливість у межах  $T_x, T_y = \pm 0,40$  мм та  $R_x, R_y = \pm 0,08^\circ$ ;

– має працюючі упори й антивідривні елементи;

– не погіршує технологічних можливостей преса (кріплення, провал, висота, налагодження штампа);

– забезпечує відтворювану установку нижньої частини штампа при повторних циклах навантаження.

## **3.5. Опис конструкції та принципу дії адаптивного компенсатора**

### **3.5.1 Конструктивна схема**

Розробляється механічний пристрій пасивного типу, що встановлюється на стіл преса замість штатної підштампової плити, зберігаючи її приєднувальні розміри (85 мм висоти, пази під болти).

Принципова схема компенсатора наведена на рис 3.7.

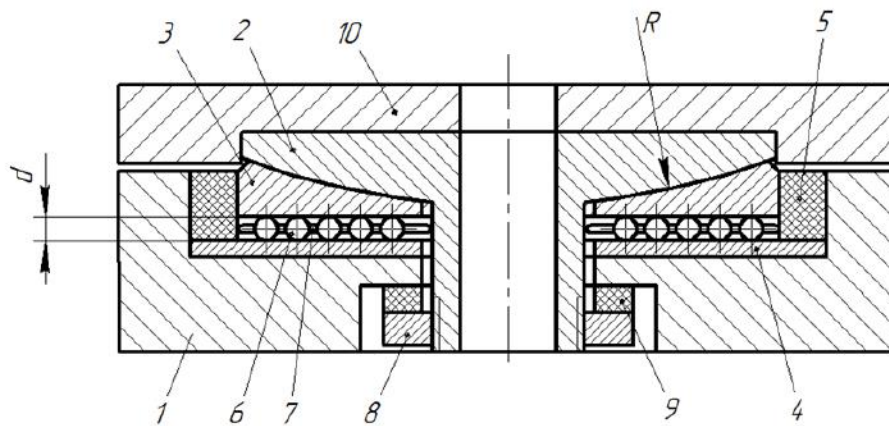


Рисунок 3.7 – Принципова схема компенсатора похибок системи «прес-штамп»: 1– нижня плита; 2 – п'ята; 3 – підп'ятник; 4 – опорне кільце; 5 – еластичні упори; 6 – кульки; 7 – сепаратор; 8 – гайка; 9 – еластичне кільце; 10 – верхня плита

Пристрій складається з двох основних плит:

- нижня плита 1 (опорна) жорстко закріплена на столі преса;
- верхня плита 10 (рухома) служить базою для встановлення нижньої частини штампу. Знизу має сферичну кільцеву п'яту 2 та опирається на кільцевий підп'ятник 3, якій контактує з опорами кочення 6 (кульки) розміщеними у сепараторі 7 які, контактують з опорним кільцем 4. Хвостова частина п'яти фіксується гайкою 8, яка контактує з еластичним кільцем 9.

Принцип роботи:

Під час робочого ходу, коли повзун преса (разом з верхньою частиною штампу) починає змінювати своє положення під технологічним навантаженням (нахилятися та зміщуватися горизонтально), напрямні колонки штампу передають це зміщення на нижню частину штампу.

Оскільки верхня плита компенсатора не закріплена жорстко, а встановлена на сферичній опорі та тілах кочення, вона має можливість:

- повертатися навколо центру сфери радіусом  $R$  (компенсація кута  $-\alpha$ );
- зміщуватися в горизонтальній площині на кульках 6 (компенсація зміщення  $-\Delta$ ).

Таким чином, забезпечується умова:

$$C_{\text{компенс}} \ll C_{\text{колонок}}$$

Жорсткість компенсатора на зсув та поворот значно менша за жорсткість на згин напрямних колонок. Тому штамп через напрямні колонки передає переміщення на рухому плиту компенсатора.

### 3.5.2 Конструктивні особливості кільцевого компенсатора

Враховуючи необхідність видалення штампованих деталей або відходів "на провал", конструкція центральної опори виконана у вигляді сферичного кільця.

У нижній плиті компенсатора та у верхній рухомій плиті виконано наскрізний отвір діаметром  $D = 140$  мм, який відповідає діаметру провального отвору в підштамповій плиті преса КД2128.

Геометрія опори:

Замість точкового контакту або суцільної сфери використовується пара тертя типу "кільце–кільце" зі сферичним профілем.

– середній діаметр кільця тертя  $D_{\text{ср}}$  повинен бути більшим за діаметр провального отвору:  $D_{\text{ср}} > D_{\text{пров}}$ .

Це накладає обмеження на мінімальний радіус кривизни сфери  $R_{\text{сф}}$ .

### 3.5.3 Розрахунок геометричних параметрів та умови повороту

Для забезпечення працездатності механізму необхідно зв'язати радіус тертя сфери з геометричними параметрами штампуги (розташуванням напрямних колонок).

#### 3.5.3.1 Визначення радіуса сферичного кільця $r_{\text{сф}}$

Ефективний радіус, на якому діють сили тертя (плече моменту опору):

$$r_{\text{сф}} \approx \frac{D_{\text{ср}}}{2}.$$

З конструктивних міркувань (стінка кільця):

$$r_{fr} \approx \frac{D_{hole}}{2} + (15 \dots 20 \text{ мм})$$

Для отвору  $\varnothing 160$  мм:  $r_{cf} \approx 100 \text{ мм} = 0,1 \text{ м}$ .

### 3.5.3.2 Умова самовстановлення

Щоб верхня плита повернулася, момент обертання  $M_{об}$ , створюваний елементами штампу, має бути більшим за момент тертя  $M_{тр}$ .

Момент тертя:

$$M_{fr} = P(t) \cdot f \cdot r_{cf}$$

де  $P(t)$  — миттєве значення технологічного зусилля.

Момент обертання створюється різницею сил реакції на плечі  $L_{цок}$  (відстань від центру до осі колонок/пуансонів).

$$M_{об} = F_{реак} \cdot L_{цок}$$

Для надійної роботи необхідно, щоб плече вирівнювання було суттєво більшим за плече тертя:

$$L_{цок} > k \cdot r_{cf}$$

де  $k$  — коефіцієнт запасу, що враховує тертя  $R_{cf} \approx \text{від } 100 \text{ до } 110 \text{ мм}$ .

Оскільки для штампів середніх розмірів  $L_{цок}$  (половина відстані між колонками) зазвичай становить від 150 до 200 мм, а  $r_{cf} \approx 100 \text{ мм}$ , умова виконується, але "на межі".

**Висновок:** Необхідно мінімізувати  $r_{cf}$  (наближати кільце до провального отвору) і максимізувати  $L_{цок}$  (розносити колонки якомога ширше).

### 3.6 Уточнений розрахунок сумарної жорсткості системи

У попередніх розрахунках ми розглядали лише жорсткість напрямних колонок. Однак у реальному процесі штампування значну роль відіграють робочі та допоміжні елементи штампу.

Процес самовстановлення проходить у два етапи:

Етап 1 – попереднє орієнтування (до контакту з металом).

Діють тільки напрямні колонки (кулькові).

Зусилля преса ще мале (вага повзуна + інерція). Колонки легко повертають плиту, усуваючи грубий перекіс.

Етап 2 – силове орієнтування (робочий хід). В роботу вступають різного роду знімачі, притискачі. Вони контактують з заготовкою раніше за пуансони. Якщо є перекіс, знімач стискається нерівномірно (наприклад, зліва на 1 мм більше, ніж справа).

Жорсткість пакету пружин  $C_{пр}$  дуже висока (тисячі ньютонів на мм).

Виникає потужний вирівнюючий момент:

$$M_{пр} = C_{пр} \cdot \Delta z \cdot L_{one} \cdot 10^{-3}$$

де  $M_{пр}$  – відновлюючий (вирівнюючий) момент, що створюється пружним притискачем (знімачем) штампа, Н·м;

$C_{пр}$  — сумарна жорсткість пакету пружних елементів знімача (гвинтових пружин, тарілчастих пружин або поліуретанових буферів), Н/мм;

$\Delta z$  — величина нерівномірності стиснення пружних елементів, викликана перекосом плит (різниця деформацій пружин з протилежних боків відносно центру штампа), мм.  $\Delta z$  можна виразити як  $\Delta z \approx L_{one} \cdot \sin(\alpha)$ , де  $\alpha$  – кут перекосу);

$L_{one}$  – плече дії вирівнюючої сили, тобто відстань від геометричного центру штампа (осі сферичної опори) до осі розташування пружних елементів, мм.

Цей момент допомагає "дотиснути" сферу в правильне положення ще до початку різання.

Також вступають в роботу робочі деталі штампа. При вході пуансонів у метал виникають бічні сили реакції (якщо є перекис). Оскільки пуансони короткі і жорсткі, вони працюють як додаткові напрямні, фіксуючи взаємне положення плит.

Уточнене рівняння рівноваги:

$$M_{fr} \leq M_{кол} + M_{пр} + M_{пуанс}$$

де

- $M_{кол}$  – момент від пружності колонок (обмежений їх допустимим прогином).
- $M_{пр}$  – момент від нерівномірного стиснення знімача (дуже ефективний компонент).
- $M_{пуанс}$  — момент від взаємодії пуансонів і матриці.

### **Висновок до розділу:**

Врахування жорсткості технологічних вузлів штампу (особливо пружних знімачів) значно підвищує надійність системи.

Навіть якщо при максимальному навантаженні (63 т) момент тертя на кільцевій опорі зростає до значних величин, сумарна жорсткість системи  $C_{\Sigma} = C_{кол} + C_{пр} + C_{пуанс}$  гарантує подолання цього тертя і забезпечення паралельності площин різання. Це дозволяє використовувати кільцеву опору необхідного діаметра (>140 мм) без ризику заклинювання.

### **3.7 Аналітична залежність між радіусом сферичної опори та діаметром напрямних колонок**

На стадії попереднього проектування доцільно встановити умову працездатності системи, яка пов'язує геометричні параметри компенсатора ( $R_{сф}$ ) та силові характеристики штампового оснащення ( $d_{кол}$ ).

Умова безвідмовної роботи компенсатора полягає в тому, що відновлюючий момент ( $M_{\text{від}}$ ), який можуть створити напрямні колонки без пластичної деформації, повинен бути більшим або рівним моменту тертя ( $M_{\text{тер}}$ ) у сферичній опорі.

$$M_{\text{від}} \geq K_{\text{зап}} \cdot M_{\text{тер}}$$

де  $K_{\text{зап}}$  – коефіцієнт запасу (рекомендовано від 1,3 до 1,5).

Момент тертя

$$M_{\text{тер}} = P_{\text{ном}} \cdot f \cdot R_{\text{сф}}$$

Відновлюючий момент від колонок визначається міцністю колонки на згин. Максимальна поперечна сила  $F_{\text{max}}$ , яку може витримати одна колонка в межах пружності:

$$F_{\text{max}} = \frac{[\sigma] \cdot W_x}{l_{\text{ркол}}}$$

де  $[\sigma]$  – допустиме напруження згину для матеріалу колонки, МПа;

$W_x \approx 0,1 \cdot d_{\text{кол}}^3$  – момент опору круглого перерізу, м<sup>3</sup>;

$l_{\text{ркол}}$  — робочий виліт колонки (відстань від защемлення до втулки), м.

Для штампа з 4 колонками, розташованими на базі  $L_{\text{цок}}$  (відстань між центрами колонок), сумарний відновлюючий момент:

$$M_{\text{від}} \approx 4 \cdot F_{\text{max}} \cdot \frac{L_{\text{цок}}}{2} = 2 \cdot F_{\text{max}} \cdot L_{\text{цок}}$$

Підставляємо  $F_{\text{max}}$ :

$$M_{від} = \frac{2 \cdot [\sigma] \cdot 0,1 \cdot d_{кол}^3 \cdot L_{цок}}{l_{ркол}} = \frac{0,2 \cdot [\sigma] \cdot L_{цок}}{l_{ркол}} \cdot d_{кол}^3$$

Виведення залежності:

Прирівнюємо моменти (з урахуванням запасу  $K_{зап}$  переносимо його в ліву частину):

$$K_{зап} \cdot P_{ном} \cdot f \cdot R_{sph} \leq \frac{0,2 \cdot [\sigma] \cdot L_{base}}{l_{work}} \cdot d_{col}^3$$

Звідси отримуємо формулу для гранично допустимого радіуса сфери:

$$R_{сф} \leq \frac{0,2 \cdot [\sigma] \cdot L_{цок} \cdot d_{кол}^3}{K_{зап} \cdot P_{ном} \cdot f \cdot l_{ркол}}$$

Отримана формула показує ( $R_{сф} \sim d_{кол}^3$ ). Це означає, що навіть незначне збільшення діаметра напрямних колонок суттєво підвищує здатність системи долати тертя в компенсаторі.

Перевіримо умову для наших даних:

$$P_{ном} = 630000 \text{ Н};$$

$$f = 0,05 \text{ (антифрикційне покриття)};$$

$$d_{кол} = 0,04 \text{ м (40 мм)};$$

$$L_{цок} = 0,4 \text{ м (база штампа)};$$

$$l_{ркол} = 0,1 \text{ м (робочий виліт колонки)};$$

$$[\sigma] = 200 \text{ МПа} = 200 \cdot 10^6 \text{ Па};$$

$$K_{зап} = 1,5.$$

$$R_{cf} \leq \frac{0,2 \cdot 200 \cdot 10^6 \cdot 0,4 \cdot (0,04)^3}{1,5 \cdot 630000 \cdot 0,05 \cdot 0,1}$$

$$R_{cf} \leq \frac{16 \cdot 10^6 \cdot 0,000064}{4725} = \frac{1024}{4725} \approx 0,216 \text{ м} = 216 \text{ мм}$$

### **Висновок:**

При використанні колонок діаметром 40 мм ми можемо використовувати сферичну опору радіусом до 216 мм.

Оскільки з конструктивних міркувань (діаметр провального отвору  $\varnothing 140$  мм) ми обрали попередньо радіус сферичного кільця  $R_{cf} \approx$  від 100 до 110 мм, умова виконується з подвійним запасом.

### **3.8 Конструювання компенсатора похибок преса 0,63 МН**

Конструювання компенсатора похибок преса здійснювалось на основі попередньо виконаних теоретичних досліджень, припущень, вихідних даних та вимог на проектування. Середовищем для конструювання було обрано САПР SolidWorks. В процесі проектування була також задіяна математична програма Mathcad. Застосовувався змішаний тип проектування – висхідне і низхідне. З використанням відповідних інструментів САПР SolidWorks створювались твердотільні тривимірні параметричні моделі основних (базових) деталей компенсатора (нижня і верхня плити, п'ята і підп'ятник), які надалі визначали форму і розміри інших допоміжних деталей (див. розд. 2). За допомогою інструментів спряжень відбувалась зборка створених тривимірних деталей в єдину конструкцію з перевіркою контактних поверхонь на роботоздатність. Після редагування елементів тривимірної зборки створювався двовимірний креслення зборки з необхідними проєкціями та видами. Фрагмент тривимірної моделі компенсатора похибок преса наведено на рис. 3.8. Фрагмент двовимірного креслення зборки наведено на рис. 3.9.

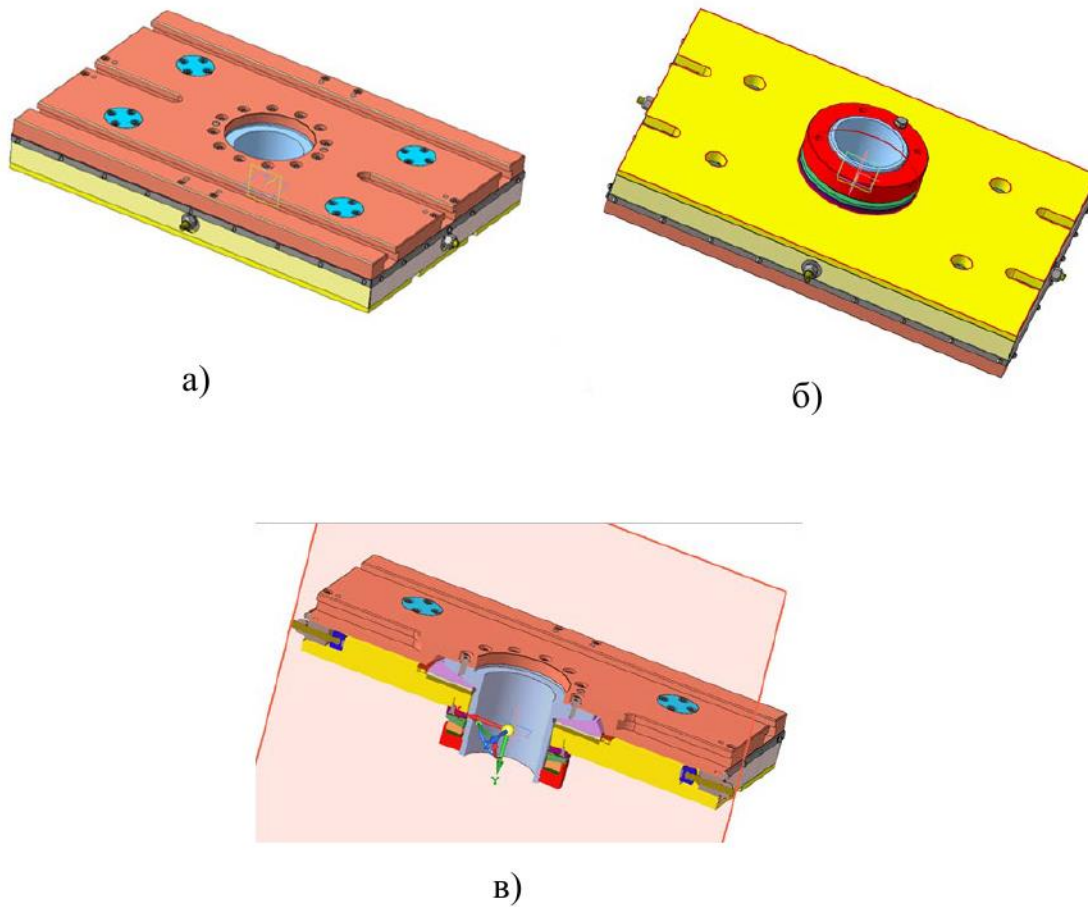


Рисунок 3.8 – Тривимірна модель компенсатора похибок відкритого кривошипного преса зусиллям 0,63 МН: а) – вид на верхню плиту; б) – вид на нижню плиту; в) – переріз в площині x-z

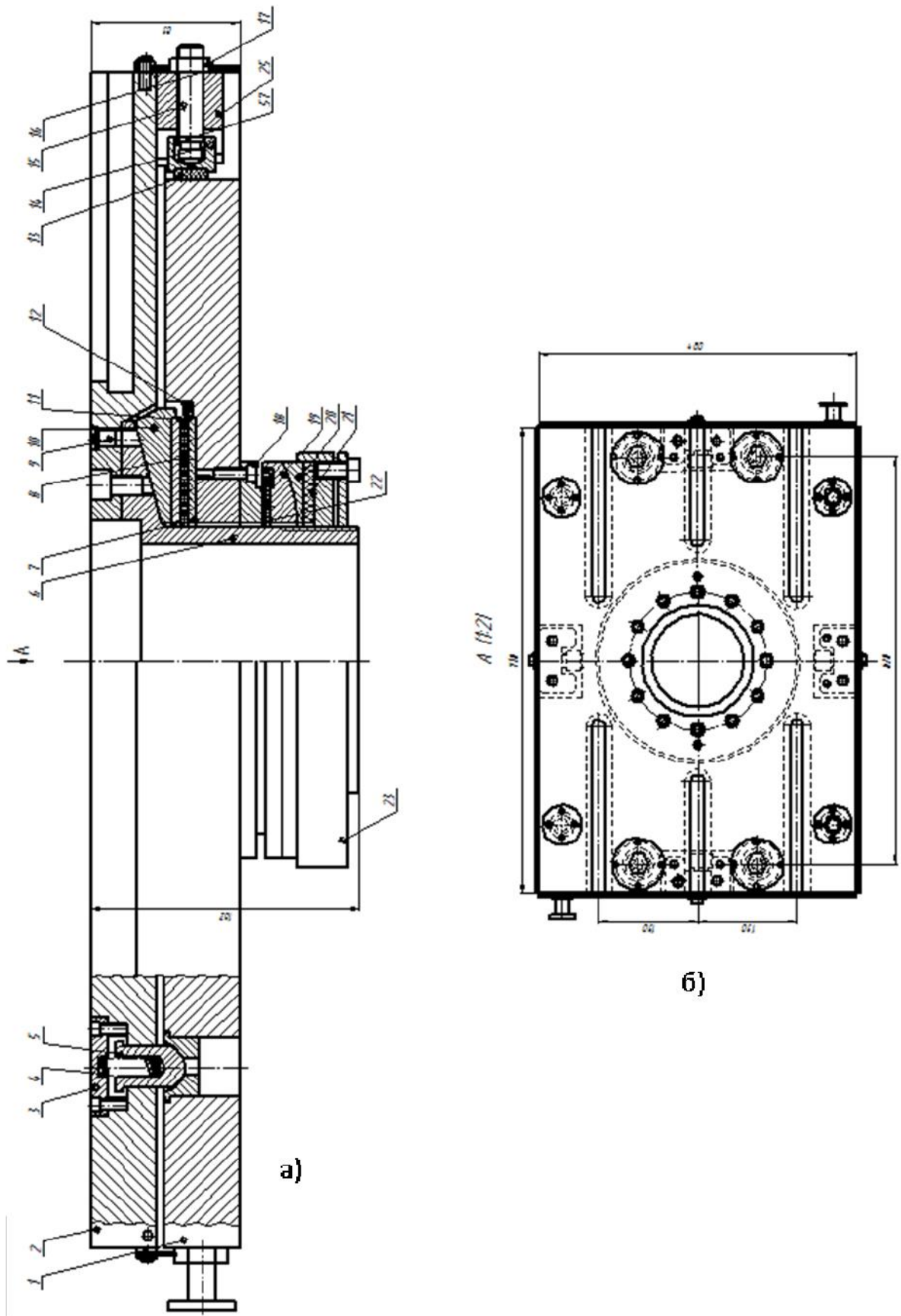


Рисунок 3.9 – Робоча двовимірна схема компенсатора похибок відкритого кривошипного преса зусиллям 0,63 МН: а) – головний вид (повернуто); б) – вид в плані на верхню плиту;

Компенсатор похибок преса являє собою комбінований шарнірний пристрій із рухомою верхньою плитою 1 і нерухомою нижньою 2, яка кріпиться до столу преса замість підштампової плити. До верхньої плити гвинтами кріпиться сферична п'ята 6, що спирається на сферичний підп'ятник 10, який переміщується в горизонтальному напрямку по опорах котіння 9. Щоб плити компенсатора не розмикалися при ході повзуна преса вгору, на нижню циліндричну частину п'яти 10 насаджено з зазором сферична 19 і конічна 20 шайби, піджаті до нижньої плити розрізною гайкою 23. Гайка 23 фіксується гвинтом. Необхідна величина зсуву верхньої плити компенсатора щодо нижньої встановлюється за допомогою чотирьох регульованих упорів 15, встановлених у верхній плиті компенсатора. Пружні прокладки 13 дозволяють гасити коливання верхньої плити після різкого спаду технологічного зусилля при розділових операціях.

Сферичний фіксатор 5 у парі з конічною втулкою служить для центрування та вирівнювання верхньої плити компенсатора відносно нижньої перед встановленням штампового оснащення. Фіксатор притискується до втулки за допомогою пружини 4. Чотири таких вузли забезпечують надійне центрування плит компенсатора, забезпечуючи рівномірний зазор між п'ятою 6 і нерухомою плитою 2.

Компенсатор працює наступним чином. Під час установки штампа на прес і при його роботі вісь повзуна преса може повернутися на деякий кут і зміститися в горизонтальному напрямку щодо вертикальної осі преса. Це відбувається через наявність похибок у пресі, які були розглянуті вище. Такі похибки виникають при виготовленні і зборці преса, від наявності зазорів між повзуном і напрямними планками, через деформацію вузлів і деталей преса під навантаженням. Зусилля від повзуна, який переміщується, передаються на напрямні елементи штампа. Так як штамп закріплений на верхній рухомій плиті компенсатора 2, то ці зусилля повертають його разом із плитою на деякий кут і

зміщають у горизонтальному напрямку. Так відбувається підстроювання штампа під геометричну вісь повзуна преса. При цьому зменшується зсув осей робочих деталей штампа (пуансона і матриці), тобто знижується порушення рівномірного технологічного зазору між пуансоном і матрицею, що впливає на їх стійкість та якість штампованих виробів.

Після створення робочого ескізного варіанту компенсатора були виконані перевірені розрахунки усіх основних деталей компенсатора. Розрахунки виконувались у середовищі математичної програми Mathcad. Результати розрахунків наведені у додатку 1.

### **3.9 Моделювання напружено-деформованого стану нижньої плити компенсатора для відкритого кривошипного преса зусиллям 0,63 МН**

Як вже було сказано вище, компенсатор встановлюється на прес замість підштампової плити. Щоб не обмежувати його технологічні можливості (по закритій висоті) товщина компенсатора у зборі не повинна перевищувати товщину підштампової плити. Враховуючи це обмеження товщина нижньої плити компенсатора буде значно менше товщини підштампової плити, але вона також повинна витримувати номінальне зусилля преса з певним запасом міцності. Тому було прийнято рішення провести порівняльне моделювання напружено-деформованого стану нижньої плити компенсатора та підштампової плити преса з опорою на стіл преса з фігурним отвором в САПР SolidWorks. Методика такого моделювання описана в розділі 2.

Попередньо були створені:

– твердотільні параметричні моделі деталей стола преса, нижньої плити компенсатора та підштампової плити (рис. 3.10);

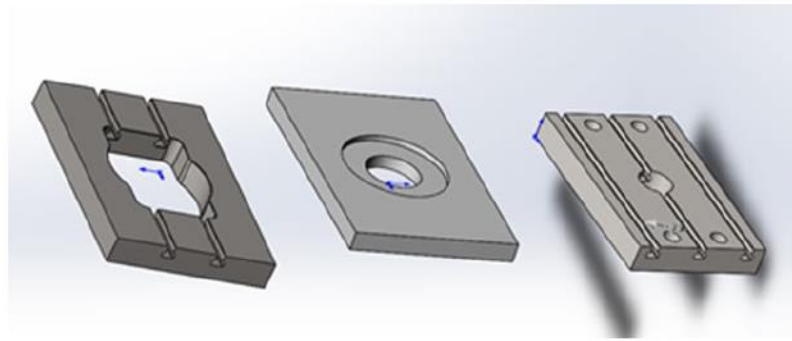


Рисунок 3.10 – Твердотільні моделі деталей стола пресу, нижньої плити компенсатора та підштампової плити в САПР SolidWorks

– твердотільні параметричні моделі зборок стола пресу і нижньої плити компенсатора та стола пресу і підштампової плити з елементом навантаження з деякими спрощеннями, а саме: з конструкції були вилючені елементи, які не впливають на жорсткість деталей. На цьому етапі всім деталям були призначені матеріали з бібліотеки матеріалів SolidWorks (рис. 3.11.).

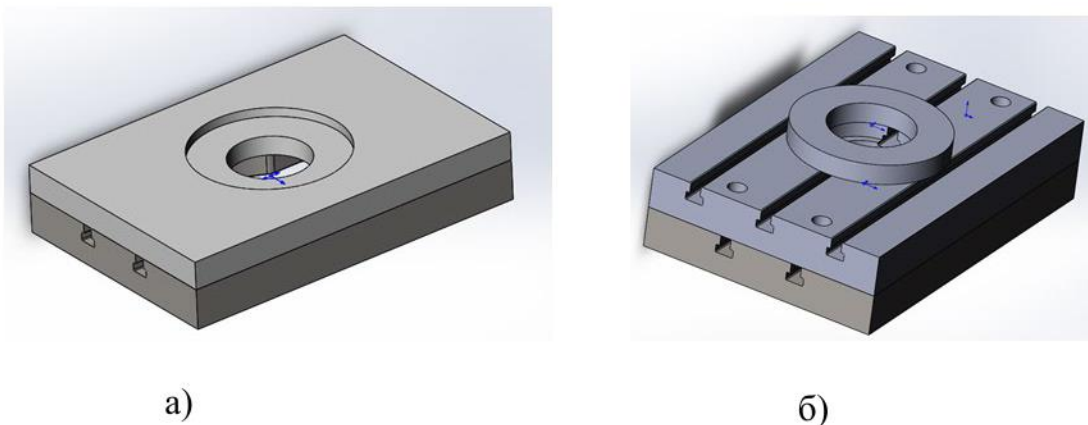


Рисунок 3.11 – Твердотільні моделі зборок; а) – стіл з нижньою плитою компенсатора; б) – стіл з підштамповою плитою та елементом навантаження

В налаштуваннях Simulation в опції «Кріплення» була вибрана площина стола пресу з наданням їй статусу «Зафіксовано» (рис. 3.12.).

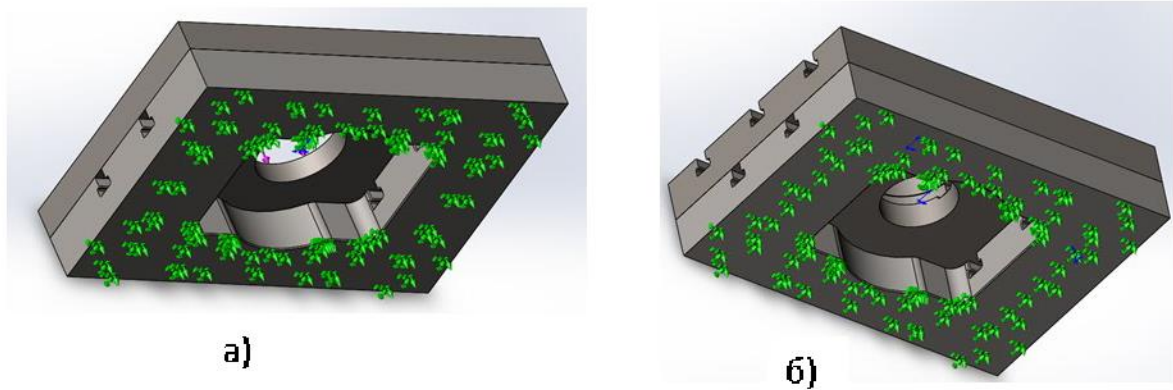


Рисунок 3.12 – Зафіксована площина стола пресу: а) – стіл з нижньою плитою компенсатора; б) – стіл з підштамповою плитою та елементом навантаження

На нижню плиту компенсатора в зоні виборки під підп'ятник через опцію «Зовнішні навантаження» прикладалось зовнішнє вертикальне навантаження 0,63 МН. Навантаження на підштампову плиту прикладалось через додатковий елемент (Кільце), розміри якого відповідали розмірам виборки на підштамповій плиті. Схема прикладання зусиль наведена на рис. 3.13.

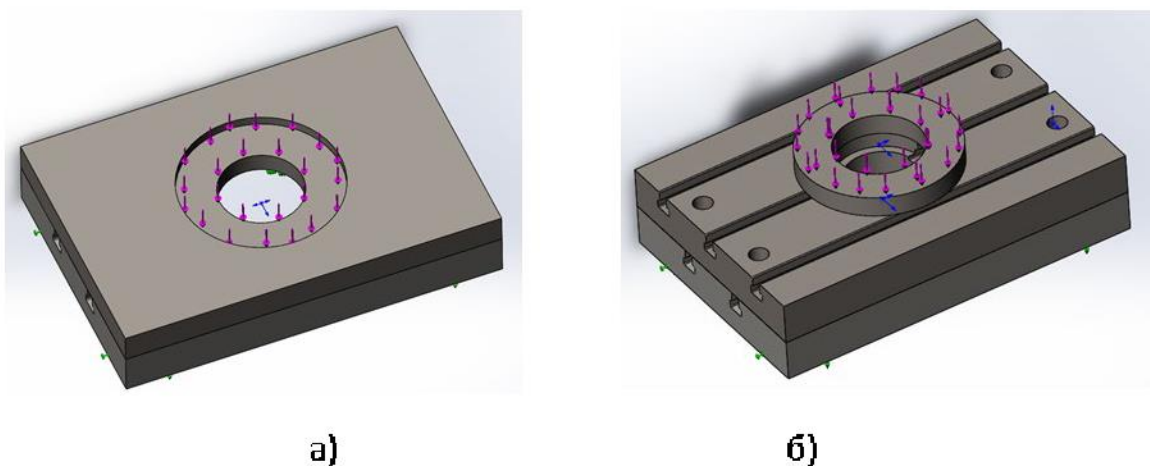


Рисунок 3.13 – Схема навантаження зборки: а) – стіл з нижньою плитою компенсатора; б) – стіл з підштамповою плитою та елементом навантаження

Через опцію «Сітка» створювалася сітка кінцевих елементів для моделей зборок та налаштовувались параметри сітки з врахуванням можливостей процесора ПК (рис. 3.14).

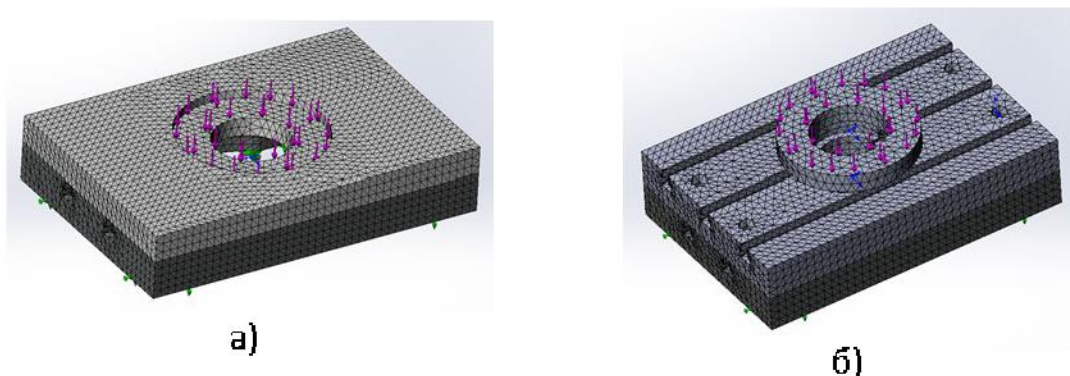


Рисунок 3.14 – Нанесена сітка кінцевих елементів на моделях зборок:  
а) – стіл з нижньою плитою компенсатора; б) – стіл з підштамповою плитою та елементом навантаження

Після завершення процесу обчислення в опції «Результати» з'являлась можливість обрати візуалізовану картину (епюри) напружень, переміщень та коефіцієнту запасу міцності зі шкалою розшифровки, а також отримати цифрові результати у конкретній області за допомогою інструменту зондування.

Епюри результатів розрахунку програми наведені на рис. 3.15– 3.20. Зображення представлені з коефіцієнтом анімації 1000. Тобто деформації збільшені у порівнянні з реальними у тисячу разів.

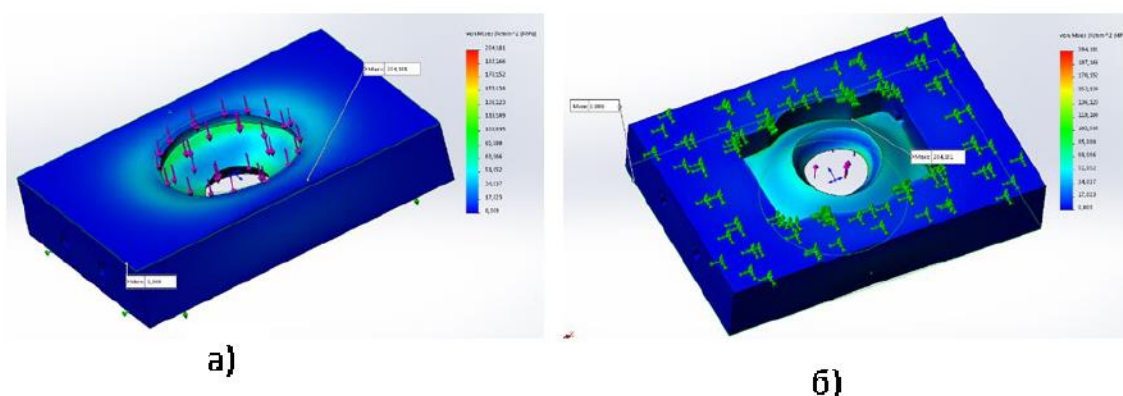
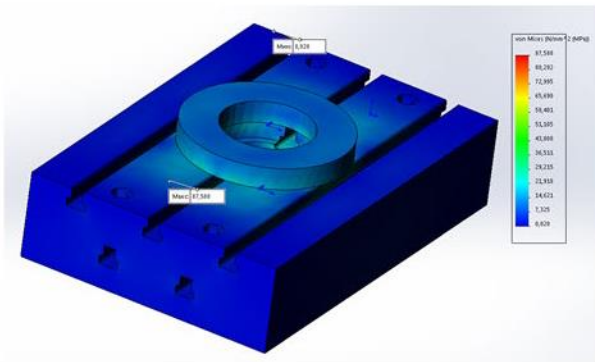
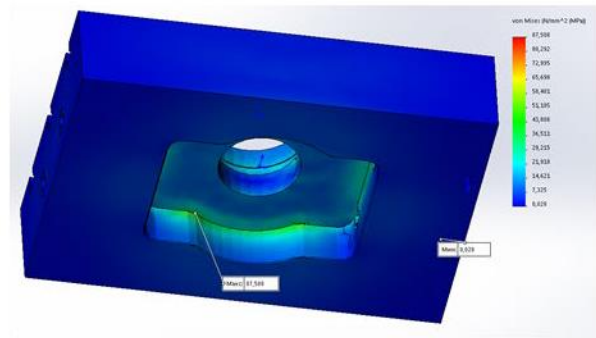


Рисунок 3.15 – Епюра напружень нижньої плити компенсатора під дією номінального зусилля пресу: а – вид зверху; б – вид знизу

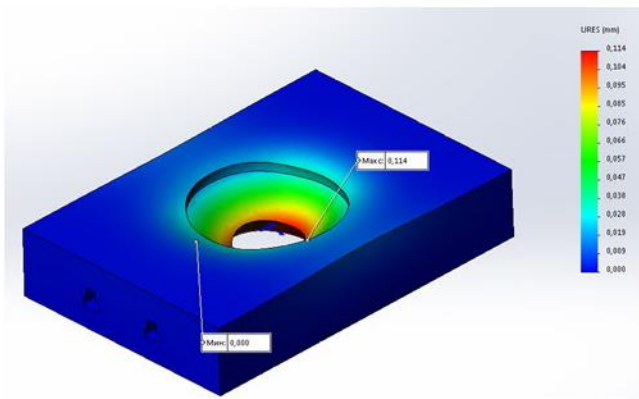


а)



б)

Рисунок 3.16 – Епюра напружень підштампової плити компенсатора під дією номінального зусилля пресу: а – вид зверху; б – вид знизу

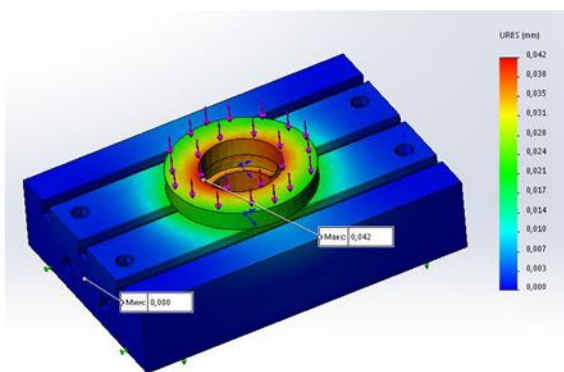


а)

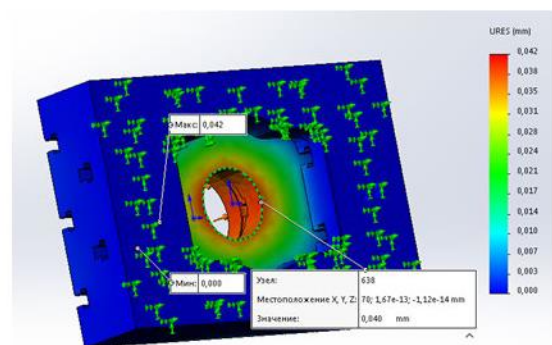


б)

Рисунок 3.17 – Епюра переміщень нижньої плити компенсатора під дією номінального зусилля пресу: а – вид зверху; б – вид знизу



а)



б)

Рисунок 3.18 – Епюра переміщень підштампової плити під дією номінального зусилля пресу: а – вид зверху; б – вид знизу

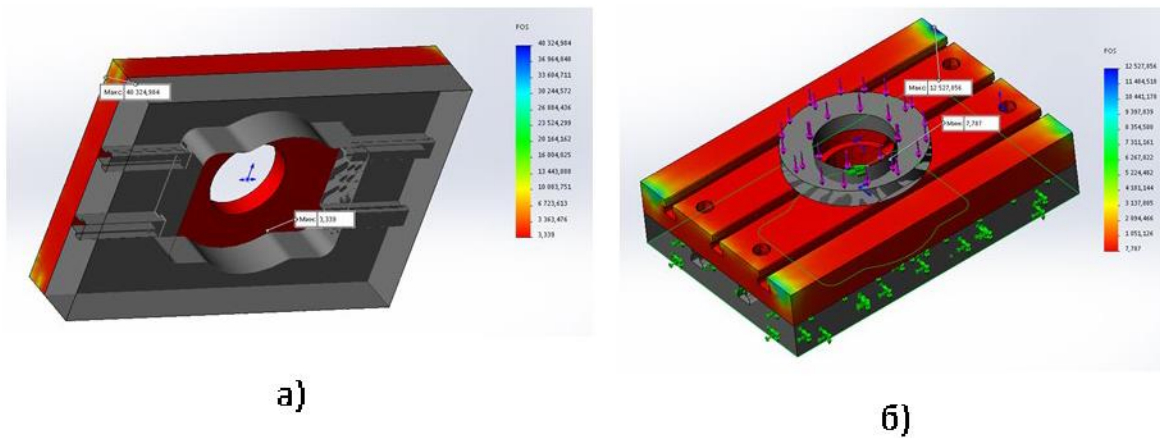

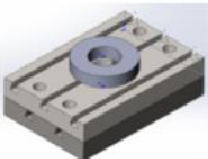
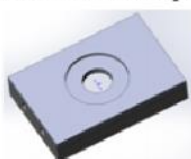


Рисунок 3.19 – Епюри коефіцієнту запасу міцності під дією номінального зусилля пресу: а – нижня плита компенсатора; б – підштампова плита

Аналіз напружено-деформованого стану досліджуваних плит (табл. 3.1) показує, що прогин та напруження нерухомої нижньої плити компенсатора, при максимальному навантаженні (0,63 МН) значно більші, ніж з підштамповою плитою. Проте коефіцієнт запасу міцності (навіть при однаковому матеріалі з підштамповою плитою) достатній, щоб гарантувати її роботоздатність. Заміна нормалізованої сталі 45 на загартовану урівнює цей коефіцієнт з підштамповою плитою. Якщо розглянути вертикальне переміщення опорної зони нижньої плити компенсатора (по середній лінії) у порівнянні з підштамповою плитою (більше на 1,5 рази), то в абсолютному значенні це є несуттєвим. Це в десять разів менше ніж величина припуску на перешліфування робочих деталей штампа при ремонті. Тобто можна констатувати, що зменшення товщини опорної плити компенсатора суттєво не впливає на його позитивні функції – збільшення стійкості штампового інструмента та підвищення якості штампованих деталей. В реальних умовах прес рекомендується навантажувати не більше ніж 75% від їх номінального зусилля, що також покращує умови експлуатації компенсатора і наближує до умов експлуатації штампа на підштамповій плиті.

Таблиця 3.1 – Результати моделювання напружено-деформованого стану нижньої плити компенсатора та підштампової плити в САПР SolidWorks (навантаження на плиту - 0,63 МН)

Результати досліджень	Стіл преса - нижня плита компенсатора 	Стіл преса - підштампова плита 	Стіл преса - нижня плита компенсатора з заміною матеріалу 
Максимальні напруження по Мізесу, МПа	<b>204,2</b>	<b>87,6</b>	<b>152,5</b>
Вертикальне переміщення плити по середній лінії кільцевої поверхні, мм	<b>0,045</b>	<b>0,030</b>	<b>0,044</b>
Коефіцієнт запасу міцності	<b>3,4</b>	<b>7,8</b>	<b>7,8</b>

### 3.10 Рекомендації щодо впровадження механічного компенсатора похибок для відкритого кривошипного преса 0,63 МН

Розроблений механічний компенсатор, виконаний у вигляді вузла «нижня опорна плита – верхня рухома плита» з комбінованим шарніром і системою обмежувачів, доцільно впроваджувати як модернізаційний елемент для відкритих кривошипних пресів номінальним зусиллям 0,63 МН у виробництвах, де виконуються розділові операції (вирубка, пробивання, обрізка) та змішані операції штампування, чутливі до кутових і горизонтальних відхилень повзуна. Основна мета впровадження — зменшення впливу похибок преса та зазорів у напрямних на взаємне положення пуансона і матриці, підвищення стабільності зазору, зниження нерівномірності зносу ріжучих кромek і, як наслідок, підвищення якості виробів та ресурсу штампового оснащення.

### **3.10.1 Умови доцільного застосування та очікуваний ефект**

Впровадження компенсатора найбільш ефективно за таких умов:

- часті відмови або прискорений знос штампів через перекося, задири, викришування ріжучих кромок, підвищений шум та вібрації при «зриві зусилля»;
- робота з відносно малими технологічними зазорами (точні розділові операції), де навіть невеликі кутові відхилення викликають асиметрію зазору по контуру;
- наявність значних зазорів у напрямних повзуна або нестабільність їх впливу під навантаженням;
- широка номенклатура штампів (дрібно- та середньосерійне виробництво), коли складно забезпечити «ідеальне» підлаштування кожного штампа під індивідуальні особливості конкретного преса.

Очікувані результати впровадження:

- зменшення браку за рахунок стабілізації взаємного положення половин штампа;
- підвищення повторюваності розмірів і якості кромки (менше задирів/рванини);
- збільшення міжзаточувального ресурсу штампа та зменшення обсягів ремонтів;
- зниження ризику аварійних ушкоджень штампа при локальному перевантаженні або перекося.

### **3.10.2 Вимоги до підготовки преса та монтажу**

Перед встановленням компенсатора рекомендується виконати мінімальний перелік підготовчих робіт:

- очищення і контроль опорних поверхонь стола преса, перевірка відсутності локальних вм'ятин/задирів, що можуть спричинити паразитний перекис вузла.

– перевірка приєднувальних елементів (Т-пази, прихвати, болти) і їх працездатності, оскільки компенсатор передає навантаження через площу стола.

– контроль відповідності компенсатора компоувальним обмеженням преса (товщина вузла, збереження провального отвору, можливість вилучення відходів).

– використання штатних методів базування нижньої плити штампа (шпонки, упори, позиційні елементи на верхній рухомій плиті компенсатора) для забезпечення відтворюваного встановлення штампа при переналагодженнях.

Монтаж компенсатора доцільно виконувати як окрему технологічну операцію з оформленням короткої інструкції: порядок встановлення, момент затягування кріплень, контрольні точки, дозволені переміщення рухомої плити (за упорами).

### **3.10.3 Налагодження та правила експлуатації**

Рекомендується у такій послідовності:

– початкове налагодження рекомендується виконувати на пробних ходах із поступовим підвищенням навантаження. При цьому контролюють: відсутність заклинювання, роботу стопорів, стабільність повернення рухомої плити в нейтральне положення після розвантаження;

– для штампів із нерівномірним центром тиску доцільно застосовувати організаційні заходи: розташування штампа ближче до осі повзуна, зменшення позацентровості, поетапне введення в роботу складних операцій;

– змащування: у регламенті експлуатації потрібно передбачити періодичність подачі мастила до шарнірних та ковзних пар (залежно від запиленості й інтенсивності роботи). Для зниження зносу бажано застосувати захист від абразиву (передбачено у конструкції компенсатора);

– обмежувачі й антивідрив повинні контролюватися як елементи безпеки. Не допускається експлуатація при видимому зносі упорних поверхонь або при збільшенні зазорів, що виходять за задані діапазони.

## ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА

### 4.1 Оцінка техніко-економічної ефективності розробки

#### 4.1.1 Вихідні дані для розрахунку ефективності

Економічна ефективність від впровадження розробленого адаптивного компенсатора на пресі зусиллям 0,63 МН формується за рахунок трьох основних факторів:

– збільшення ресурсу (стійкості) штампового оснащення. За рахунок забезпечення площинно-паралельного змикання інструменту зменшується інтенсивність зношування ріжучих кромek та виключаються сколи. Очікуваний показник: підвищення стійкості у  $K_{cm} = від\ 2,5\ до\ 3,0$ ;

– зниження втрат від браку. Компенсація перекосів дозволяє отримувати якісний зріз по всьому периметру деталі, що зменшує кількість відходів.

Очікуваний показник: Зниження відсотка браку у  $K_{брак} = від\ 1,5\ до\ 2,0$  разів.

– підвищення точності деталей. Зменшення розкиду розмірів дозволяє уникнути додаткових фінішних операцій (калібрування, зачистка грату).

Очікуваний показник: Зменшення поля розсіювання розмірів у 1,5 рази.

#### 4.1.2 Розрахунок економії на інструменті

Основна стаття економії — зменшення витрат на відновлення (переточування) та виготовлення нових штампів.

Нехай  $C_{шт}$  – вартість виготовлення одного комплекту робочих частин штампа (матриця + пуансон).

$N_{ст. штамп. б}$  – стійкість штампа до повного зносу (сумарна кількість деталей) у базовому варіанті.

Стійкість у новому варіанті  $N_{ст. штамп. н}$  становить:

$$N_{ст. штамп. н} = N_{б} \cdot K_{cm}$$

Приймаємо середнє значення  $K_{cm} = 2,75$ .

Питомі витрати на інструмент у перерахунку на одну деталь ( $S_{інстр}$ ) визначаються як:

$$S_{інстр} = \frac{C_{ум}}{N}.$$

де  $N$  – кількість деталей у партії, шт.

Річна економія коштів ( $E_{інстр}$ ) при річній програмі випуску  $A$  (шт./рік) розраховується за формулою:

$$E_{інстр} = A \cdot \left( \frac{C_{ум}}{N_{б}} - \frac{C_{ум}}{N_{н}} \right) = A \cdot \frac{C_{ум}}{N_{б}} \cdot \left( 1 - \frac{1}{K_{cm}} \right)$$

Підставивши значення  $K_{cm} = 2,75$ :

$$E_{інстр} = A \cdot S_{б} \cdot \left( 1 - \frac{1}{2,75} \right) = A \cdot S_{б} \cdot 0,636$$

де

$N_{н}$  – прогнозована стійкість штампа (кількість ударів до повного зносу) при використанні системи компенсації, шт.;

$N_{б}$  – базова стійкість штампа при роботі на пресі без компенсатора, шт.;

$K_{cm}$  – коефіцієнт підвищення стійкості штампового оснащення (згідно з вихідними даними  $K_{cm} =$  від 2,5 до 3,0);

$S_{інстр}$  – питомі витрати на інструмент, що припадають на одну виготовлену деталь, грн/шт.;

$C_{шт}$  – повна вартість виготовлення (або придбання) комплекту робочих частин штампа (матриця + пуансон), грн.

**Висновок:** Впровадження компенсатора дозволяє скоротити витрати на інструмент на 63,6%. Це означає, що якщо раніше підприємство витратило на штампи, наприклад, 100 000 грн на рік, то тепер витрати складуть лише 36 400 грн.

#### 4.1.3 Розрахунок економії від зниження браку

Втрати від браку включають вартість зіпсованого матеріалу та витрати на його обробку.

Нехай:

$C_{дет}$  – собівартість однієї деталі;

$B_б$  – відсоток браку на базовому пресі (наприклад, 2% або 0,02);

$B_н$  – відсоток браку з компенсатором.

Згідно з вихідними даними, брак зменшується в середньому в 1,75 рази:

$$B_н = \frac{B_б}{1,75}.$$

Річна економія від зниження браку ( $E_б$ ):

$$E_б = A \cdot C_д \cdot (B_б - B_н) = A \cdot C_д \cdot B_б \cdot \left(1 - \frac{1}{1,75}\right)$$

$$E_{брак} \approx A \cdot C_{дет} \cdot B_б \cdot 0,43$$

де

$B_н$  – очікуваний відсоток браку після модернізації, % (або у відносних одиницях);

$B_б$  – середньостатистичний відсоток браку на підприємстві до модернізації, %;

$E_b$  – річна економія від зменшення кількості бракованої продукції, грн;

$C_d$  – виробнича собівартість виготовлення однієї деталі (матеріал + енергоносії + зарплата), грн.

**Висновок:** Втрати від браку скорочуються на 43%.

#### 4.1.4 Оцінка ефекту від підвищення точності

Зменшення розкиду розмірів у 1,5 рази переводить процес штампування на більш високий клас точності (наприклад, з IT12-IT14 на IT10-IT11).

Економічний ефект тут проявляється у ліквідації наступних операцій.

Якщо раніше деталь мала задирок (грат) висотою понад 0,1 мм через перекіс пуансона, її потрібно було відправляти на галтування або слюсарну зачистку.

Система компенсації забезпечує рівномірний зазор, мінімізуючи грат.

Економія ( $E_{точ}$ ) дорівнює вартості нормо-години слюсаря ( $C_{год. слюс}$ ), помноженій на час ( $t_{сл. роб}$ ), що витрачався на доопрацювання річної партії:

$$E_{точ} = A \cdot t_{слес} \cdot C_{год.слюс}.$$

де  $A$  – річна програма випуску деталей, шт./рік;

$t_{слес}$  – трудомісткість слюсарної обробки партії деталей (або час, що витрачався на виправлення браку), нормо-годин;

$C_{год.слюс}$  – вартість однієї нормо-години роботи слюсаря (з урахуванням нарахувань на заробітну плату), грн/год.

#### 4.2 Розрахунок терміну окупності проекту

Витрати на впровадження (інвестиції)  $K_{інв}$  включають:

– вартість матеріалів для виготовлення компенсатора (плити, кулькові сепаратори, сферична опора).

– вартість механічної обробки та складання.

Загальний річний економічний ефект:

$$E_{\Sigma} = E_{instr} + E_{\delta} + E_{точ}.$$

Термін окупності ( $T_{ок}$ ) у місяцях:

$$T_{ок} = \frac{K_{inv}}{E_{\Sigma}} \cdot 12$$

де

$T_{ок}$  – термін окупності капіталовкладень, місяців;

$K_{inv}$  – одноразові капітальні витрати (інвестиції) на проектування, виготовлення та монтаж системи компенсації, грн;

$E_{\Sigma}$  – сумарний річний економічний ефект від впровадження розробки, грн.

Оскільки вартість розробленого пристрою (орієнтовно від 20 до 20 тис. грн) є значно меншою за вартість одного складного штампа (який може коштувати від 50 до 100 тис. грн), а економія досягається на кожному ударі преса, очікуваний термін окупності становить від 3 до 6 місяців при однозмінній роботі.

### **Висновки до економічної частини**

1. Впровадження системи компенсації похибок на пресі 0,63 МН є економічно доцільним заходом.
2. Головним джерелом ефективності є подовження терміну служби штампів у 2,5–3 рази. Для дрібносерійного та серійного виробництва це дає найбільшу фінансову віддачу.
3. Додатковий ефект створюється за рахунок стабілізації якості продукції та зменшення браку в 1,5–2 рази.
4. Проста конструкція компенсатора (у порівнянні з вартістю преса чи штампів) гарантує швидке повернення інвестицій.

## ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

Основні результати магістерської роботи полягають у наступному:

1. Листове штампування на відкритих кривошипних пресах номінальним зусиллям близько 0,63 МН широко застосовується у дрібносерійному та серійному виробництві деталей машинобудування завдяки відносній простоті конструкції преса, високій продуктивності та доступності оснащення. Водночас вимоги до якості штампованих деталей постійно зростають: посилюються допуски на геометричні параметри, підвищуються вимоги до взаємозамінності, зменшуються допустимі дефекти кромки і поверхонь, а також зростає роль стабільності процесу в умовах мінливої партійності матеріалу та неоднакового зношування штампового оснащення. За цих умов прес як технологічна машина стає не лише джерелом зусилля, але й критичним елементом якості, що безпосередньо впливає на результати штампованої продукції.

Традиційні підходи до підвищення якості штампування на кривошипних пресах здебільшого зосереджені на підвищенні жорсткості конструкції, поліпшенні стану напрямних, регламентному ремонті, точнішому виготовленні та монтажі штампів, а також використанні технологічних прийомів (балансування зусиль, оптимізація розкрою, підбір зазорів). Однак ці заходи не завжди забезпечують потрібну стабільність упродовж ресурсу обладнання, особливо коли прес працює в різних режимах, з різними штампами та матеріалами. Тому актуальним є перехід від суто “пасивного” забезпечення точності до “активного” або “компенсаційного” підходу, коли похибки преса виявляються, оцінюються та цілеспрямовано компенсуються під час виконання операції.

Отже, розробка системи компенсації похибок відкритого кривошипного преса номінальним зусиллям 0,63 МН є актуальною задачею, оскільки спрямована на підвищення якості штампування, зниження браку, стабілізацію технологічного процесу та зменшення витрат на налагодження й ремонт штампового оснащення, що має безпосереднє практичне значення для сучасного листоштампувального виробництва.

2. Проаналізовано нормативні підходи до оцінки точності відкритих пресів і обмеження статичних випробувань щодо реальних умов штампування.

3. Систематизовано види похибок системи «прес–штамп» (геометричні, кінематичні, силові, динамічні) та визначені найбільш критичні для розділових операцій.

4. Проведено огляд і порівняння відомих засобів компенсації (плаваючі хвостовики, проміжні плити, болстер-адаптери, демпфери) та сформовані вимоги до конструкції компенсуючого пристрою.

5. Виконаний аналіз жорсткості елементів преса та обґрунтовані цільові параметри компенсації (кут, зсув, жорсткість).

6. Розроблена 3D-модель механічного компенсатора в SolidWorks, виконані розрахунки міцності та жорсткості окремих елементів та підтверджена працездатність конструкції.

7. Сформовані рекомендації щодо впровадження компенсатора у штампувальне виробництво (монтаж, налаштування, вимірювання ефекту, обмеження застосування).

8. Основні результати дослідження доповідалися на науково-технічній конференції студентів ЦНТУ у 2025 році. Тема доповіді: «Забезпечення якості штампованих виробів при виконанні розділових операцій».

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Титаренко, Н. И. Точность системы пресс-штамповый блок / Н. И. Титаренко. – Киев : Наукова думка, 1980. – 135 с.
2. ISO 6898:1984. Open front mechanical power presses — Capacity ratings and dimensions. Geneva: ISO, 1984. URL: [https://www.iso.org/standard/13420.html?utm\\_source=chatgpt.com](https://www.iso.org/standard/13420.html?utm_source=chatgpt.com) (дата звернення: 31.11.2025).
3. IS 4592:2002. Power presses — Testing of accuracy (First revision) (ідентичний ISO 6899:1984). New Delhi: Bureau of Indian Standards, 2002. URL: <https://law.resource.org/pub/in/bis/S01/is.4592.2002.pdf> (дата звернення: 18.11.2025).
4. DIN 8650. Machine tools; open front mechanical power presses; acceptance conditions. Berlin: DIN, 1985. [https://www.din.de/en/meta/search/61764%21search?query=mm-den&utm\\_source=chatgpt.com](https://www.din.de/en/meta/search/61764%21search?query=mm-den&utm_source=chatgpt.com) (дата звернення: 15.11.2025).
5. ГОСТ 9408–89. Прессы однокривошипные простого действия открытые. Параметры и размеры. Нормы точности. Введ. 01.07.1990. URL: <https://vsegost.com/Catalog/11/11256.shtml> (дата звернення: 02.12.2025).
6. MISUMI Tech Central. Accuracy of Press Machines (Relationship Between Press Machine and Dies (9)). 2010. URL: [https://www.misumi-techcentral.com/tt/en/press/2010/08/050-relationship-between-press-machine-and-dies-9-accuracy-of-press-machines.html?utm\\_source=chatgpt.com](https://www.misumi-techcentral.com/tt/en/press/2010/08/050-relationship-between-press-machine-and-dies-9-accuracy-of-press-machines.html?utm_source=chatgpt.com) (дата звернення: 21.11.2025).
7. Slide bottom dead center position compensating device: Pat. US 5720988. Publ. 24.02.1998. URL: <https://patents.google.com/patent/US5720988> (дата звернення: 14.11.2025).
8. AIDA-Tech. Reverse Tonnage. AIDA-Tech Vol. 9. URL: [https://www.aida-global.com/aida-tech/aida-tech-vol-9-reverse-tonnage.pdf?utm\\_source=chatgpt.com](https://www.aida-global.com/aida-tech/aida-tech-vol-9-reverse-tonnage.pdf?utm_source=chatgpt.com) (дата звернення: 24.11.2025).
9. AIDA. Reverse Tonnage in Stamping Presses (white paper). URL: [https://www.aida-global.com/aida-tech-white-papers/vol-9-reverse-tonnage/?utm\\_source=chatgpt.com](https://www.aida-global.com/aida-tech-white-papers/vol-9-reverse-tonnage/?utm_source=chatgpt.com) (дата звернення: 28.11.2025).
10. Murakawa M. et al. Investigation of blanking noise reduction using a hydraulic device (break-through shock, reverse loads, vibration, noise). 2001. URL: [https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0924013601005775?utm\\_source=chatgpt.com](https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0924013601005775?utm_source=chatgpt.com) (дата звернення: 07.12.2025).
11. AIDA / The Fabricator. Using Gap-Frame Presses (порівняння gap-frame та straight-side; кутова деформація рами). 1999. URL: [https://www.aida-global.com/pdf/articles/Using-Gap-Frame-Presses-Dec-99-The-Fabricator.pdf?utm\\_source=chatgpt.com](https://www.aida-global.com/pdf/articles/Using-Gap-Frame-Presses-Dec-99-The-Fabricator.pdf?utm_source=chatgpt.com) (дата звернення: 07.12.2025).
12. Abbasi F., Sarasua J.-A. Substitutive Press-Bolster and Press-Ram Models for the Virtual Estimation of Stamping-Tool Cambering. Materials. 2021. URL: [https://www.mdpi.com/1996-1944/15/1/279?utm\\_source=chatgpt.com](https://www.mdpi.com/1996-1944/15/1/279?utm_source=chatgpt.com) (дата звернення: 31.11.2025).

13. Ivanov G. та ін. New Method for Precise Measurement of Clamping Plate Deformations on Forming Presses. Machines. 2024. URL: [https://www.mdpi.com/2075-1702/12/1/40?utm\\_source=chatgpt.com](https://www.mdpi.com/2075-1702/12/1/40?utm_source=chatgpt.com) (дата звернення: 31.11.2025).
14. The Use of Hydraulic Shock Dampers to Arrest the Reverse Load of Blanking in Presses (technical paper). URL: [https://www.w-tech.biz/img/The\\_Use\\_of\\_Hydraulic\\_Shock\\_Dampers\\_to\\_Arrest\\_the\\_Reverse\\_Load\\_of\\_Blanking\\_in\\_Presses.pdf?utm\\_source=chatgpt.com](https://www.w-tech.biz/img/The_Use_of_Hydraulic_Shock_Dampers_to_Arrest_the_Reverse_Load_of_Blanking_in_Presses.pdf?utm_source=chatgpt.com) (дата звернення: 03.12.2025).
15. AHSS Guidelines. Cutting, Blanking, Shearing & Trimming (рекомендації щодо зазорів різання залежно від міцності матеріалу). URL: [https://ahssinsights.org/forming/cutting/cutting-blanking-shearing-trimming/?utm\\_source=chatgpt.com](https://ahssinsights.org/forming/cutting/cutting-blanking-shearing-trimming/?utm_source=chatgpt.com) (дата звернення: 05.12.2025).
16. ГОСТ 16719–71. Хвостовики плавающие для штампов листовой штамповки. Конструкция и размеры. URL: <https://vsegost.com/Catalog/44/4434.shtml> (дата звернення: 31.12.2025).
17. Press adapter system for standardizing die use: Pat. US 3848494A. Publ. 26.11.1974. URL: <https://patents.google.com/patent/US3848494> (дата звернення: 02.12.2025).
18. Stamping Press Bolster Adaptor for Suiting Different Die Binders with the Same Press Bolster and Fixed Pin Pattern: Pat. US 20180264533A1. Publ. 20.09.2018. URL: <https://patents.google.com/patent/US20180264533A1/en> (дата звернення: 30.11.2025).
19. Mate Precision Tooling. Technical Solution Guide (рекомендації щодо зазорів/якості різання/зносу інструмента). URL: [https://www.mate.com/wp-content/uploads/2021/03/LIT00682\\_TechSolutionsGuide\\_RevE\\_LR.pdf?utm\\_source=chatgpt.com](https://www.mate.com/wp-content/uploads/2021/03/LIT00682_TechSolutionsGuide_RevE_LR.pdf?utm_source=chatgpt.com) (дата звернення: 04.12.2025).
20. Schuler GmbH. Metal Forming Handbook. Berlin: Springer, 1998. URL: [https://ressources.unit.eu/cours/MediaMef3/module-forgeage-materiaux/res/Metal\\_Forming\\_Handbook\\_Schuler\\_1998\\_Springer.pdf?utm\\_source=chatgpt.com](https://ressources.unit.eu/cours/MediaMef3/module-forgeage-materiaux/res/Metal_Forming_Handbook_Schuler_1998_Springer.pdf?utm_source=chatgpt.com) (дата звернення: 07.12.2025).
21. Floating shank d20 for precision dies. URL: [https://grabcad.com/library/floating-shank-d20-for-precision-dies-1?utm\\_source=chatgpt.com](https://grabcad.com/library/floating-shank-d20-for-precision-dies-1?utm_source=chatgpt.com) (дата звернення: 31.10.2025)
22. SELF-ALIGNING / SPHERICALLY PLACED COMPRESSION PLATES URL: <https://www.instron.com/en/products/testing-accessories/compression-platens-anvils-spherical-seating/self-aligning-spherical-seatings/> (дата звернення: 31.10.2025)
23. Алямовский А. А. SolidWorks/COSMOSWorks. Инженерный анализ методом конечных элементов / Алямовский А. А. – М.: ДМК Пресс, 2004. – 432 с., ил.
24. КД2128 прес однокривошипний простої дії відкритий ненахиляємий URL: [https://www.metalindustry.com/sprav\\_kd2128.htm](https://www.metalindustry.com/sprav_kd2128.htm) (дата звернення: 31.10.2025)

# Додатки

ДОДАТОК А

## Перевірочний розрахунок компенсатора похибок преса в середовищі математичної програми Mathcad

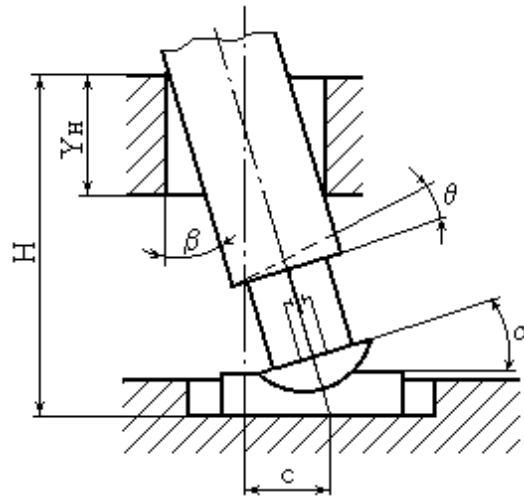


Схема компенсатора

Коефіцієнт переводу град. в рад.

$$\text{gr\_rad} := \frac{2 \cdot \pi}{360}$$

Коефіцієнт переводу рад. в град.

$$\text{rad\_gr} := \frac{360}{(2 \cdot \pi)}$$

Зазор між напрямними повзуна и станиною, мм

$$z := 0.16$$

Довжина напрямних станини, мм

$$L_n := 620$$

Кут перекосу повзуна з-за наявності зазорів між напрямними повзуна і станини

$$\beta := \text{atan} \left( \frac{z}{L_n} \right)$$

$$\beta = 2.581 \times 10^{-4}$$

$$\beta \cdot \text{rad\_gr} = 0.015$$

Величина хода повзуна, мм

$$h_n := 110$$

Граничне відхилення, мм

$$\delta_1 := 0.046$$

Кут перекосу повзуна з-за неперпендикулярності ходу повзуна до площини стола

$$\beta_1 := \text{atan} \left( \frac{\delta_1}{h_n} \right)$$

$$\beta_1 = 4.182 \times 10^{-4}$$

$$\beta_1 \cdot \text{rad\_gr} = 0.024$$

Довжина поверхні повзуна, мм  $z_n := 370$

Граничне відхилення, мм  $\delta_2 := 0.06$

Кут, який створюється за рахунок непаралельності площини стола до поверхні повзуна  $\theta := \operatorname{atan}\left(\frac{\delta_2}{z_n}\right)$   $\theta = 1.622 \times 10^{-4}$   
 $\theta \cdot \operatorname{rad\_gr} = 9.291 \times 10^{-3}$

Закрита висота штампа до половини висоти підштампової плити, мм  $h_{ш} := 300$

Граничне відхилення, мм  $\delta_3 := 0.08$

Кут, який створюється за рахунок неперпендикулярності осі хвостовика до площини стола  $\theta_1 := \operatorname{atan}\left(\frac{\delta_3}{h_{ш}}\right)$   $\theta_1 = 2.667 \times 10^{-4}$   
 $\theta_1 \cdot \operatorname{rad\_gr} = 0.015$

Кут, який створюється за рахунок деформації стола преса  $\theta_2 := \frac{10}{60} \cdot \operatorname{gr\_rad}$   $\theta_2 = 2.909 \times 10^{-3}$

Максимальний кут повороту верхньої плити компенсатора  $\gamma := \beta + \beta_1 + \theta + \theta_1 + \theta_2$   $\gamma = 4.014 \times 10^{-3}$   
 $\gamma \cdot \operatorname{rad\_gr} = 0.23$

Закрита висота, мм  $H := 300$

Величина горизонтального переміщення верхньої плити компенсатора, мм  $c := H \cdot \tan(\gamma)$   $c = 1.204$

### Розрахунок пристрою похибок системи "прес-штамп"

Габарити компенсатора:

довжина, мм  $L := 710$   
ширива, мм  $B := 480$   
висота, мм  $H := 80$

діаметр отвору в підштамповій плиті, мм		$D_o := 140$
мінімальне зусилля, МН		$P_n := 0.63$
Величина вертикального переміщення верхньої плити компенсатора в місці розташування фіксаторов	$c_{lvert} := L \cdot \tan(\gamma)$	$c_{lvert} = 2.85$
Межа міцності для кульок, МПа		$\delta_{max} := 5000$
Радіус кульки, м		$R := 0.0015$
Модуль Юнга, МПа		$E := 2.1 \cdot 10^5$
Максимальне зусилля, яке витримує одна кулька, МН	$P_k := \frac{\delta_{max}^3 \cdot R^2}{0.388^3 \cdot E^2}$	$P_k = 1.092 \times 10^{-4}$
Кількість кульок для витримки номінального зусилля преса, кН	$n := \frac{P_n}{P_k}$	$n = 5.77 \times 10^3$
Площина проекції однієї кульки, м <sup>2</sup>	$F_k := \frac{\pi \cdot (2 \cdot R)^2}{4}$	$F_k = 7.069 \times 10^{-6}$
Площина яку займає n кульок, м <sup>2</sup>	$F_n := F_k \cdot n$	$F_n = 0.041$
Приймаємо внутрішній діаметр кільця, м		$D_v := 0.160$
Товщина стінок сепаратора, м		$t := 0.003$
Коефіцієнт заповнення кульок		$K_z := 0.8$
Зовнішній діаметр кільця, м	$D_z := \sqrt{\frac{4 \cdot F_n}{K_z \cdot \pi}} + D_v^2 + 2 \cdot t$	$D_z = 0.307$

Радіус сферичної п'яти (приймається конструктивно), м		$R_p := 0.450$
Висота шарового пояса, м		$h := 0.015$
Площина контакту сферичних поверхонь п'яти і підп'ятника, м <sup>2</sup>	$F_n := 2 \cdot \pi \cdot R_p \cdot h$	$F_n = 0.042$
Перевірка поверхонь контакту по допустимим напруженням на зм'яття	$\delta_{zm} := \frac{P_n}{F_n}$	$\delta_{zm} = 14.854$
Допустиме зусилля, яке приходиться на одну кульку, МН	$P_{k1} := \frac{\delta_{\max}^3 \cdot R^2}{0.388^3 \cdot E^2}$	$P_{k1} = 1.092 \times 10^{-4}$
Максимальна сила, яка діє на кульки, МН	$P_z := 0.07 \cdot P_n$	$P_z = 0.044$
Кількість кульок	$n_{k1} := \frac{P_z}{P_{k1}}$	$n_{k1} = 403.906$
Площина проекції однієї кульки, м <sup>2</sup>	$F_{k1} := \frac{\pi \cdot (2 \cdot R)^2}{4}$	$F_{k1} = 7.069 \times 10^{-6}$
Площина, яку займають n кульок, м <sup>2</sup>	$F_{n1} := F_{k1} \cdot n_{k1}$	$F_{n1} = 2.855 \times 10^{-3}$
Зовнішній діаметр кільця, м	$D_{z1} := \sqrt{\frac{4 \cdot F_{n1}}{K_z \cdot \pi} + D_v^2}$	$D_{z1} = 0.174$
Коефіцієнт міцності різьби		$k_n := 0.88$
Повне зусилля, яке сприймає різьба гайки, Н		$Q := 4.2 \cdot 10^{-2}$

# ДОДАТОК Б

## Компонувальний ескіз компенсатора похибок кривошипного відкритого преса зусиллям 0,63 МН

