

Міністерство освіти та науки України

Запорізький національний університет

(повне найменування вищого навчального закладу)

Інженерний навчально-науковий інститут ім. Ю.М. Потебні

(назва факультету)

Кафедра металургійного обладнання

(повна назва кафедри)

ВИПУСКНА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА МАГІСТРА

На тему Аналіз методів підвищення стійкості повзунів кривошипних пресів

Виконав: магістрант групи 8.1332

Хижняк М.С.

(ПІБ)

(підпис)

спеціальності

133 Галузеве машинобудування

(шифр і назва)

спеціалізація

(шифр і назва)

Освітньо-професійна програма

133.00.12 Металургійне обладнання

(шифр і назва)

Керівник Васильченко Т.О.

(прізвище та ініціали)

(підпис)

Н.контроль Васильченко Т.О.

(прізвище та ініціали)

(підпис)

Запоріжжя - 2023 рік

Запорізький національний університет

(повне найменування вищого навчального закладу)

Факультет Інженерний навчально-науковий інститут ім. Ю.М. Потебні

Кафедра металургійного обладнання

Рівень вищої освіти магістр

(другий (магістерський) рівень)

Спеціальність 133 Галузеве машинобудування

(шифр і назва)

Спеціалізація _____

(шифр і назва)

Освітньо-професійна програма 133.00.12 Металургійне обладнання

(шифр і назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедру А.О. Власов

“ _____ ” _____ 20__ року

Завдання

до випускної кваліфікаційної роботи магістра

Хижняка Максима Сергійовича

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема магістерської роботи: Аналіз методів підвищення стійкості повзунів кривошипних пресів
керівник магістерської роботи к.т.н., доц. Васильченко Т.О.
затверджені наказом вищого навчального закладу від «09» жовтня 2023 року № 1581-с.
2. Строк подання студентом магістерської роботи 13 грудня 2023 року.
3. Вихідні дані магістерської роботи техніко-економічні показники роботи кривошипного гарячештампувального пресу зусиллям 25МН
4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити): 1. Огляд і аналіз методів підвищення стійкості повзунів. 2. Розрахунок основних параметрів кривошипного гарячештампувального пресу зусиллям 25 МН. 3. Дослідження умов та силового режиму роботи повзуна 4. Охорона праці в галузі та техногенна безпека. Загальні висновки та рекомендації
5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень): 1. Прес кривошипний гарячештампувальний – 2А1; 2. Кінематична схема пресу – А1; 3. Експериментальна установка повзуна – А1; 5. Плакати дослідницької частини – 2А1;

6. Консультанти розділів магістерської роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв
1	Васильченко Т.О., к.т.н., доц.		
2	Васильченко Т.О., к.т.н., доц.		
3	Васильченко Т.О., к.т.н., доц.		
4	Васильченко Т.О., к.т.н., доц.		

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів магістерської роботи	Строк виконання етапів магістерської роботи	Примітки
1	Збір матеріалу на проектування	01.05.2023 – 27.05.2023	
2	Групування та аналіз зібраного матеріалу. Уточнення завдань проектування	01.09.2023– 15.09.2023	
3	Виконання теоретичної частини проекту	16.09.2023 – 16.10.2023	
4	Виконання графічної частини проекту	17.10.2023– 17.11.2023	
5	Написання та оформлення пояснювальної записки	18.11.2023– 30.11.2023	
6	Перевірка проекту консультантами	01.12.2023 – 03.12.2023	
7	Попередній захист проекту	04.12.2023	
8	Переплітання пояснювальної записки	Згідно з графіком	
9	Захист проекту у ДЕК	Згідно з графіком	

Студент

_____ (підпис)

М.С. Хижняк

_____ (прізвище та ініціали)

Керівник магістерської роботи

_____ (підпис)

Т.О. Васильченко

_____ (прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

Хижняк М.С. Аналіз методів підвищення стійкості повзунів кривошипних пресів.

Кваліфікаційна випускна робота для здобуття ступеня вищої освіти магістра за спеціальністю 133 – Галузеве машинобудування, науковий керівник Т.О. Васильченко. Запорізький національний університет, Інженерний навчально-науковий інститут ім. Ю.М. Потебні. Кафедра металургійного обладнання, 2023.

В роботі проаналізовано основні недоліки методів розрахунку стійкості

п
о
в
з
у
н

Ключові слова: КРИВОШИПИЙ ПРЕС, ПОВЗУН, ДОДАТКОВІ НАПРАВЛЯЮЧІ, СТІЙКІСТЬ

i

ABSTRACT

Hizhnyak M.S. Analysis of methods of increasing the stability of sliders of crank presse.

Qualifying final work for master's degree in specialty 133 - Sectoral engineering, scientific supervisor T.O.Vasylchenko. Zaporozhye National University, Engineering Educational and Scientific Institute them. Yu.M. Potebni, Department of Metallurgical Equipment, 2023

The paper analyzes the main shortcomings of the methods of calculating the stability of sliders and the conditions for determining the force load. The main parameters of crank hot-stamping shears with a force of 25 MN were calculated. The regularities of the functioning of individual units of the press have been determined. The conducted experimental studies of the conditions of the force load of the slider confirmed the validity of the theoretical statements

e

Keywords: CROPPED PRESS, SLIDER, ADDITIONAL GUIDES, STABILITY

ЗМІСТ

ВСТУП	8
1. Огляд та аналіз методів підвищення стійкості повзунів	10
1.1 Типові конструкції повзунів	10
1.2 Особливості проектування і розрахунку повзунів	13
1.3 Пропозиції щодо вдосконалення методики розрахунку повзунів однокривошипних пресов підґрунті патентного пошуку та літературного аналізу	15
1.4 Обґрунтування обраного напрямку роботи	23
2. Розрахунок основних параметрів кривошипного гарячештампувального пресу зусиллям 25 МН	24
2.1 Опис конструкції пресу	24
2.2 Силовий аналіз головного виконавчого механізму	27
2.3 Розрахунок витрат енергії на робочий хід	30
2.4 Розрахунок повзуна	35
3 Дослідження умов та силового режиму роботи повзуна	44
3.1 Дослідження силового режиму роботи повзунів	44
3.1.1 Силові і геометричні умови стійкості повзунів	44
3.1.2 Математична модель повзуна	47
3.1.3 Діаграма допустимих зусиль на повзуні	55
3.4 Експериментальні дослідження силових умов навантаження повзунів	63
4 Охорона праці в галузі та техногенна безпека	72
4.1 Виявлення та оцінка шкідливих і небезпечних виробничих факторів	72
4.2 Заходи щодо захисту від виявлених шкідливих і небезпечних факторів	74
4.3 Виробнича санітарія	75

4.4 Заходи з пожежної безпеки	78
Загальні висновки і рекомендації	80
Список використаних джерел	81
Список виконаних креслень	83
Додатки	84

ВСТУП

Актуальність теми. Кривошипні преси є основним технологічним обладнанням, що застосовується для листового та об'ємного штампування, особливо при серійному та масовому характері виробництва. Значною мірою якість роботи обладнання визначає якість та ефективність здійснення технологічних процесів.

Повзун кривошипного преса є основним робочим органом, що забезпечує необхідне переміщення рухомих частин штампу. Якість пересування повзуна, яка визначається характером його переміщення і положенням відносно направляючих в період холостого і робочого ходу, є одним із факторів, що визначають якість готових виробів. У результаті наявності зазорів у направляючих і розміщення рівнодійної технологічної навантаження відносно геометричного центру повзуна та інших силових факторів у процесі холостого та робочого ходу відбувається неоднократний перекося повзуна, що приводить до перекося частини інструменту. На початку робочого ходу може відбуватися так зване «перекидування» повзуна, тобто поворот в протилежний бік і дотик напрямляючих планок в інших точках контакту. Такий поворот повзуна має місце особливо в момент початку робочого ходу, супроводжується ударами і різким збільшенням питомого зусилля в точках контакту, а головне, призводить до погіршення умов роботи робочого інструменту і направляючих деталей штампів, зниженню якості виробів.

Досвід експлуатації та експериментальні дослідження показують, що в зоні контакту повзуна і направляючих виникають тиски, які можуть перевищувати допустимі значення. В результаті відбувається інтенсивне зношування напрямних планок, що призводить до подальшого збільшення перекося повзуна і, відповідно, інструменту.

Для виключення поломок повзунів, більш точного їх розташування і зниження зношування направляючих потрібен додатковий аналіз силових умов їх експлуатації з урахуванням усіх конструктивних особливостей повзуна.

Мета і задачі роботи. Метою роботи є аналіз методів підвищення стійкості повзунів кривошипних пресів для покращення його експлуатаційних характеристик.

Для досягнення мети поставлені наступні завдання:

- провести аналіз всіх існуючих методик розрахунку повзунів однокривошипних пресів;
- визначення силових параметрів роботи повзунів;
- визначення закономірностей функціонування окремих вузлів і систем пресу в цілому;
- оцінка достовірності гіпотез і прогнозів, покладених на основі теоретичних досліджень.

Об'єкт дослідження – повзун кривошипного гарячештампувального пресу.

Предмет дослідження – умови та критерії забезпечення оптимального функціонування, довговічності, надійності та максимального задоволення технологічних вимог.

Метод дослідження. Теоретичні дослідження виконані на основі положень теорії механізмів і машин, теоретичної механіки, диференціального та інтегрального числення. Експериментальні дослідження проводились методами фізичного моделювання лабораторних умовах. Обробка результатів експериментів, проведена методами математичної статистики.

Апробація результатів роботи. Основні положення роботи доповідалися на Всеукраїнській науково-практичній конференції за участю молодих науковців «Актуальні питання сталого науково-технічного та соціально- економічного розвитку регіонів України» (Запоріжжя, ЗНУ, 2023).

Структура та обсяг роботи. Кваліфікаційна робота складається зі вступу, чотирьох розділів, висновків, списку використаних джерел, додатків. Загальний обсяг роботи включає 85 сторінок, 25 рисунків, 2 таблиці, 24 найменування використаних джерел, додатки.

1. ОГЛЯД ТА АНАЛІЗ МЕТОДІВ ПІДВИЩЕННЯ СТІЙКОСТІ ПОВЗУНІВ

1.1 Типові конструкції повзунів

Повзун кривошипного преса є основним робочим органом, що забезпечує необхідне переміщення рухомих частин штампа. Вузол повзуна включає власно повзун і шатун. Додаткові пристрої - верхні виштовхувачі, механізм регулювання закритої висоти, запобіжники від перевантаження - відокремлюють в самостійні вузли лише при достатній їх складності, а в інших випадках приєднують до повзуна [1]

Конструкції повзуна розділяють за такими типовими признаками[2]:

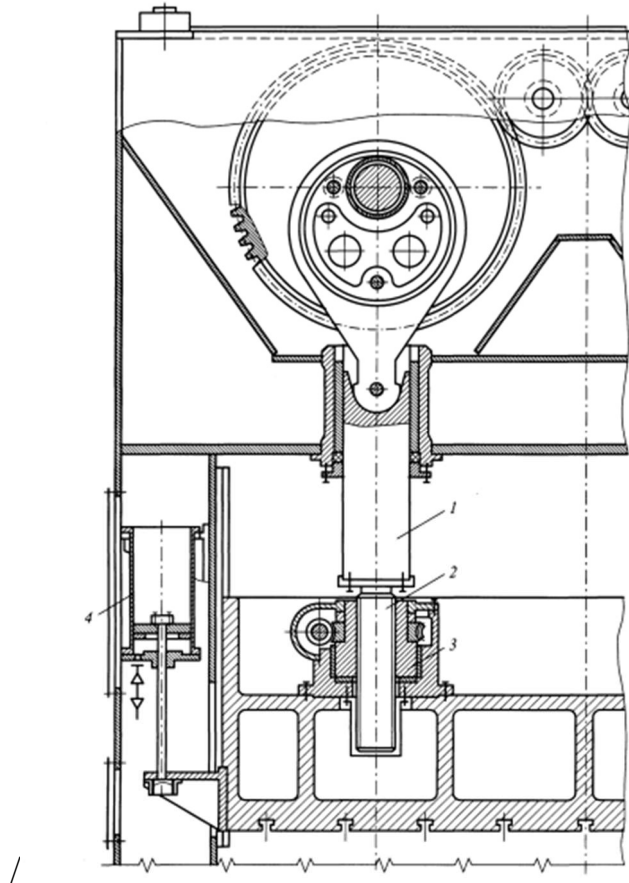
- 1) за кількістю підвісок шатунів - одно- і багатонатунні;
- 2) за способом підвіски до шатунам - безпосередньо або через проміжний плунжер;
- 3) за будовою шатуна - з регульованою і нерегульованою довжиною;
- 4) за формою корпусу повзуна - призматичний повзун, повзун коробчастої форми і повзун з додатковим відростком (хоботом);
- 5) за способом з'єднання шатуна з повзуном - шаровим або циліндровим підшипником.

Одношатунна підвіска повзуна використовується при малих зміщеннях центр тиску штампа відносно осі повзуна, наприклад при однопозиційній вирубці симетричних деталей на малих листоштампувальних пресах.

На крупних листоштампувальних пресах застосовуються двох- і чотирьохшатунну підвіску. Двох шатунна підвіска необхідна для стійкості руху довгих по фронту та вузьких повзунів, наприклад у гільйотинних ножицях не тільки з косими, але і з паралельними ножами, в листозгинальних пресах і т.д.

У більшості пресів пряма підвіска повзуна з ведучим кривошипом. В листоштампувальних пресах з повною герметизацією привода повзуна, його підвішують до шатунам через проміжні плунжери 1 (рис. 1.1). Перевагою такої конструкції окрім герметизації буде, по-перше, повна розвантаження повзуна

від горизонтальних сил і, по-друге, те, що блочне виконання вузла приводу разом із траверсою забезпечує ідентичність координат точок підвіски повзуна, але при плунжерній підвісці збільшується висота преса з усіма витікаючими наслідками.



1 – проміжний плунжер, 2 – гвинт, 3 – гайка. 4 -рівноважуючий циліндр

Рисунок 1.1 – Конструктивна схема підвіски повзуна к шатунам

Принцип будови вузла повзуна одностійкового преса розглянемо за допомогою рисунка 1.2.

Чавунний корпус повзуна 5 переміщується в направляючих, які утворені площинами станин і клинами 7, при чому для регулювання зазорів правого клина роблять пересувним. Для стійкості руху направляючі призми корпусу у верхній його частині подовжені. В нижню частину повзуна вставлені два сталевих вкладиші 3 та 4 для затискання хвостовика штампа. Планка верхнього виштовхувача 6 розташована в прорізі корпусу і при ході вгору для здійснення витіснення налітає на установочні гвинти 2. Шатун преса 10 з'єднаний, довжина його регулюється за допомогою гвинта 9 .

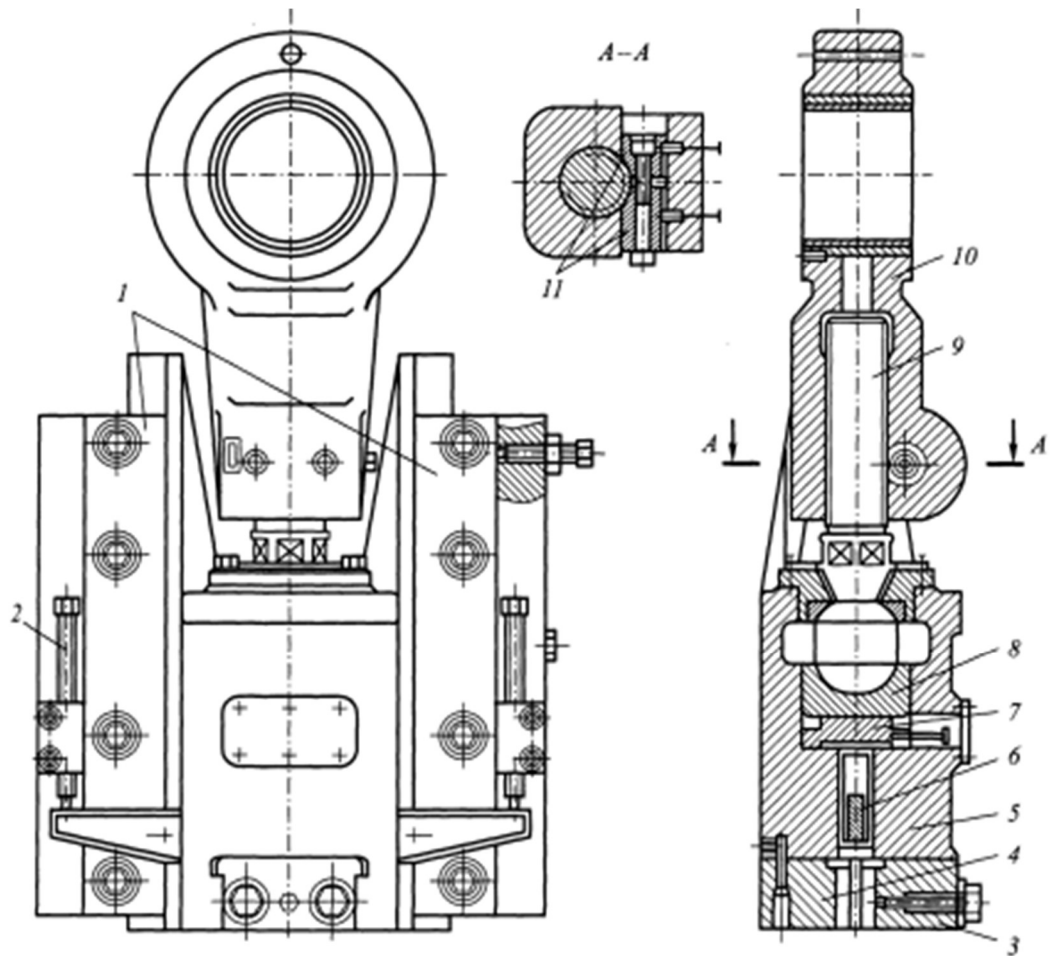


Рисунок 1.2 Конструктивна схема механізму регулювання висоти повзуна одного кривошипного преса

Положення гвинта фіксується сухарями з різьбою. Шатун з повзуном з'єднується через нижню опорну головку, утворюючи пару з підп'ятником 8 шарової цапфи. Корпус підп'ятника опирається на ломкий запобіжник 7.

Коробчасті корпуси повзунів середніх и крупних листоштампувальних пресів виготовляють із сталевого лиття або зварними. У корпусі повзуна встановлюють механізм регулювання закритої висоти з запобіжником від перевантаження, наприклад, керовані гідропневматичні і гідравлічні.

Крім повзунів типових призматичних форм в застосовуються хоботоподібні повзуни з посиленням направляючими. Такі повзуни виготовляють із сталевого лиття, а короткі масивні шатуни з нерегульованою довжиною - кованими.

1.2 Особливості проектування і розрахунку повзунів

Повзун є основним робочим органом преса, і до нього пред'являють ряд високих вимог.

Конструкція і форма повзуна визначаються в першу чергу, технологічним призначенням преса і залежать від габаритних розмірів виготовлених виробів і розподілу навантаження по робочій площині, що характеризується величиною максимального питомого зусилля деформування p_{\max} .

На повзунах листоштампувальних однокривошипних пресів максимальне питоме зусилля складає 15...50 МПа. Для них застосовують зварені чи полегшені литі повзуни з чавунів марок не нижче СЧ 20. Зварені повзуни мають ребра жорсткості безпосередньо в просторі під місцем кріплення шатуна.

Повзуни листоштампувальних двох- і чотирьохкривошипних пресів, як правило, навантажуються невисоким питомим зусиллям (p_{\max} менш 20 МПа). Їх виготовляють звичайно звареними коробчастого типу. Силовий пояс повзуна проходить по периметрі, посиленому подовжніми і поперечними ребрами. Преси призначені для виготовлення виробів зі збільшеними габаритними розмірами в плані, тому для збільшення стійкості повзуна ГВМ включає два чи чотири шатуни.

Повзуни листоштампувальних спеціалізованих пресів, у яких величина p_{\max} складає 40...80 МПа, виготовляють з чавунів СЧ 20 чи СЧ 25.

Повзуни пресів для гарячого об'ємного штампування піддаються дії значних питомих зусиль ($p_{\max}=150...600$ МПа). З обліком щодо невеликих розмірів виготовлених виробів, повзуни виготовляються зі сталі не нижче 35Л с мінімальною зоною деформації.

Найбільші питомі зусилля розвиваються в пресах для холодного об'ємного штампування, спеціалізованих КГШП ($p_{\max} = 800...1200$ МПа). Повзуни таких пресів виготовляють зі сталі 45Л. При конструюванні повзуна знижують до мінімуму отвору, пази, різкі переходи перетину й інші концентратори напружень.

Повзуни пресів для багатоперехідного об'ємного штампування піддаються нецентральному навантаженню, тому для зменшення перекосів і збільшення точності виробів повзуни мають додаткові напрямні, виготовлені на подовженому хоботі.

Задовільна робота повзуна забезпечується при визначеному відношенні довжини напрямних повзуна до їхньої ширини. У сучасних пресах це відношення складає:

- однокривошипні преси – 1,4...2,5
- двохкривошипні преси – 0,4...0,5
- КГШП – 2,5...3
- ГKM : – у горизонтальній площині – 5,5...6
 – у вертикальній площині – 25...30
 – холодновисаджувальні автомати – більш 2,3.

Габаритні розміри повзуна визначаються максимальними розмірами деталей що штамнуються і задаються в стандарті на основні параметри преса.

Величина зазору Δ у напрямних повзуна залежить від цілого ряду факторів, у першу чергу: типорозміру преса, його технологічного призначення, теплового розширення повзуна, якості обробки направляючих, піддатливості станини і т. п.

У першому наближенні зазор Δ дорівнює сумі кінематичного зазору Δ_k і зазору Δ_t від теплового розширення повзуна, тобто $\Delta = \Delta_k + \Delta_t$. Кінематичний зазор забезпечує нормальне переміщення повзуна в напрямних без заїдань і приймається рівним $\Delta_k = (0,0004...0,001)L$, де L – довжина напрямних повзуна. Більші значення приймаються для пресів звичайної точності, менші значення – для пресів підвищеної точності. Зазор для компенсації теплового розширення повзуна визначається по формулі $\Delta_t = 0,5\alpha Vt$, де $\alpha = 11 \cdot 10^{-6}$ – коефіцієнт лінійного розширення для сталі; t – різниця температур верхньої і нижньої частини повзуна. Для листоштампувальних пресів і холодноштампувальних автоматів $t = 2^\circ...5^\circ$; для гарячештампувального устаткування $t = 20^\circ...30^\circ$.

1.3 Пропозиції щодо вдосконалення методики розрахунку повзунів однокривошипних пресов підґрунті патентного пошуку та літературного аналізу

Проектування та розрахунок повзунів однокривошипних пресів передбачає вирішення декількох задач. Перша задача полягає в розрахунку міцності і жорсткості повзуна. При заданих значущих габаритних розмірах забезпечення його міцності не представляє технічної складності [5]. У роботі [6] показаний взаємозв'язок максимальних питомих зусиль при штамповці та конструктивних параметрах повзуна. Показано, що забезпечення необхідної міцності повзуна досягається раціональним вибором матеріалу повзуна, конструктивним його оформленням, використанням надштампових плит та ін. Жорсткість повзуна зазвичай регламентується для листоштампувальних пресів і забезпечується вибором перетину повзуна та внутрішніх ребер жорсткості.

Друга задача полягає у визначенні розмірів питомих зусиль у зоні контакту повзуна з направляючими планами (в подальшому просто направляючими) і фактично завдання складається в розрахунку самих направляючих. Ця задача тісно пов'язана з питанням аналізу поточних положень у процесі руху, особливо від початку робочого ходу до моменту виникнення максимального зусилля деформації. Існує кілька методів розрахунку контактних даних, що відрізняються гіпотезами, прийнятими при розрахунках, а також критеріями працездатності направляючих повзуна.

Найбільш проста гіпотеза розрахунку припускає, що контакт повзуна відбувається по всій довжині направляючої, а величина контактної тиску являє собою арифметичну суму тиску від горизонтальної сили N_z і обертового моменту M від сили N_z і деформації сили P_d [7,5]. Таке допущення приймається як при розрахунку повзунів без додаткових направляючих (рис. 1.3), так і повзунів з додатковими направляючими (рис. 1.4). Такі важливі зовнішні силові фактори, як вага повзуна і зусилля врівноважувача в розрахунковій схемі не враховуються, тому визначити положення повзуна на початку робочого ходу неможливо. Автори стверджують, що точки розташування рівнодійних реакцій

в зоні контакту повзуна і направляючих не задаються, а визначаються в процесі розрахунку.

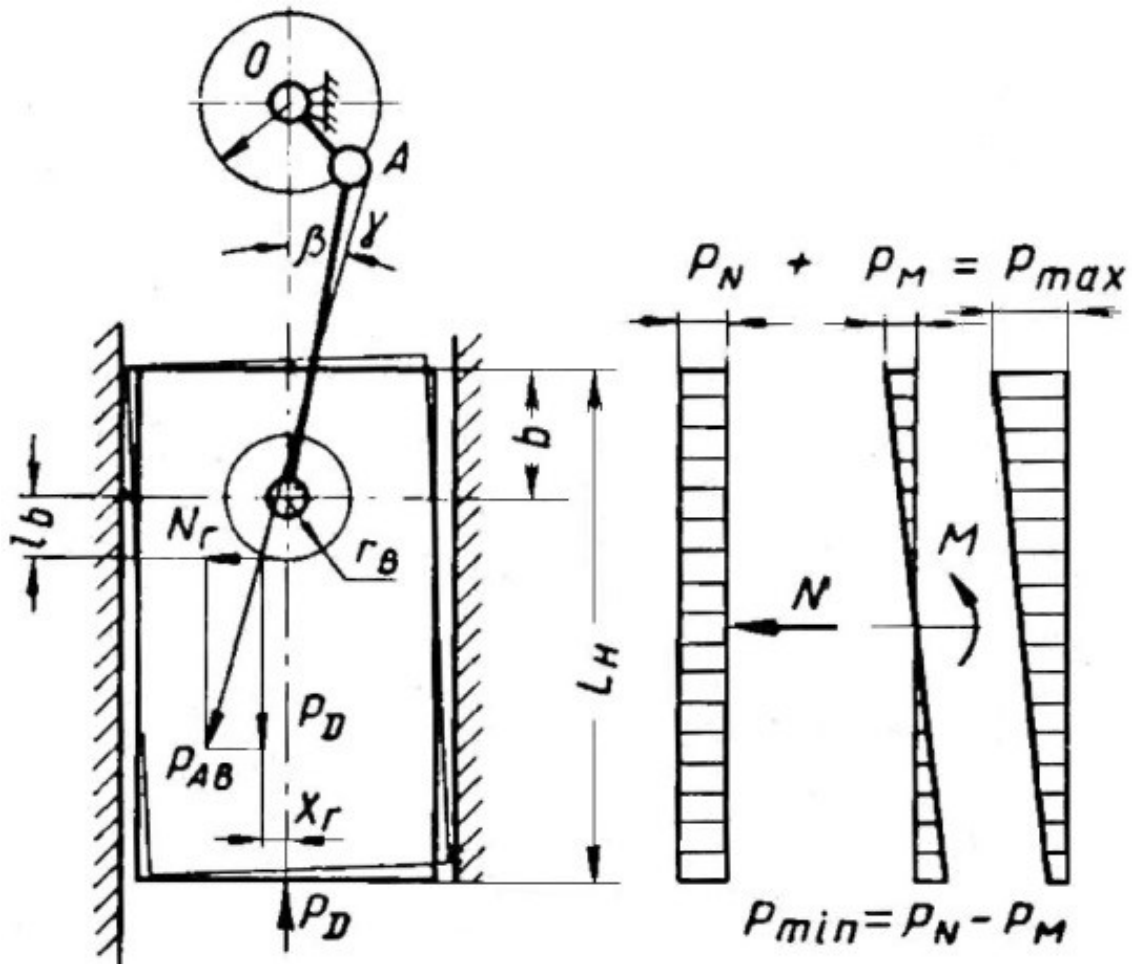


Рис. 1.3– Розрахункова схема повзуна без додаткових направляючих

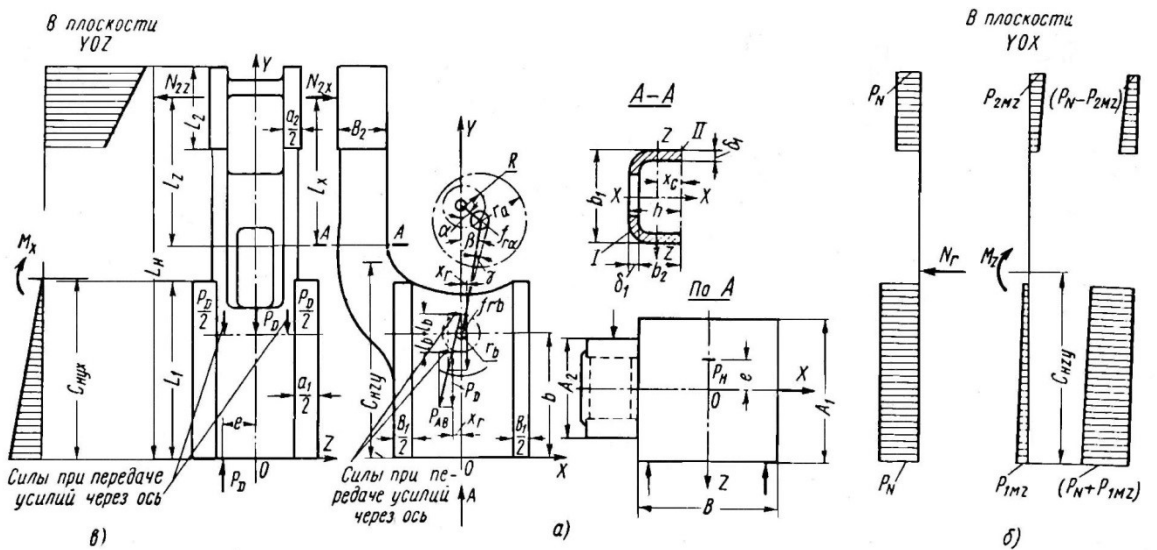


Рис. 1.4 – Розрахункова схема повзуна з додатковими направляючими

Тем не менш, ні в роботі [5], ні в роботі [7] ніяких залежностей для визначення цих точок не приводиться. Більше того в роботі [7] зазначено, що величина контактних тисків визначається для центральної точки направляючої, розташованої на половині їх довжини. Величина максимального контактного тиску p_{\max} прийнята в якості першого критерію працездатності направляючих. Вторим критерієм працездатності направляючих повна прийнята відношення

$$K = \frac{B \cdot p_{\max}}{L_n}, \quad (1.1)$$

де B – ширина повзуна по осі X або по осі Z ;

p_{\max} – максимальний контактне тиск від нормальної сили N_z і від моменту M ;

L_n – довжина направляючих.

Зрозуміло, що у вигляді заниженого значення величини p_{\max} і прийнятої гіпотези про контакти повзуна і направляючих критеріїв K не може бути прийнято в якості об'єктивної оцінки працездатності направляючих.

У роботі по розрахунку повзунів з додатковими направляючими прийнята гіпотеза, що в загальному випадку повзун має три зони контакту – два контакти повзуна з основними направляючими і один контакт з додатковими направляючими [8, 9, 5]. Статична невизначеність такої розрахункової схеми розв'язується тим, що одна з реакцій подається відомою (рис. 1.5). Так в роботі [6] припускається, що при перекосі повзуна відбувається згинання хобота на величину δ_1 , яка залежить від співвідношення зазорів в основних і додаткових направляючих і величинах температурного розширення кінцевої частини повзуна. Приймається, що момент інерції поперечного перетину хобота змінюється за лінійним законом і визначає величину фіктивної реакції в додаткових направляючих, яка викликає аналогічну величину прогина хобота. Вплив форми поперечного перетину хобота враховується поправним коефіцієнтом k_j . В роботі [8] величина реакції в додаткових направляючих визначається графоаналітичним методом, який автор не описує.

Коллектив конструкторів НКМЗ в роботі [7] розглядають спрощену аналогічну задачу розрахунку повзуна горизонтально-кувальних машин, але вважають, що повзун має тільки дві зони контакту – по одній на кожній направляючій.

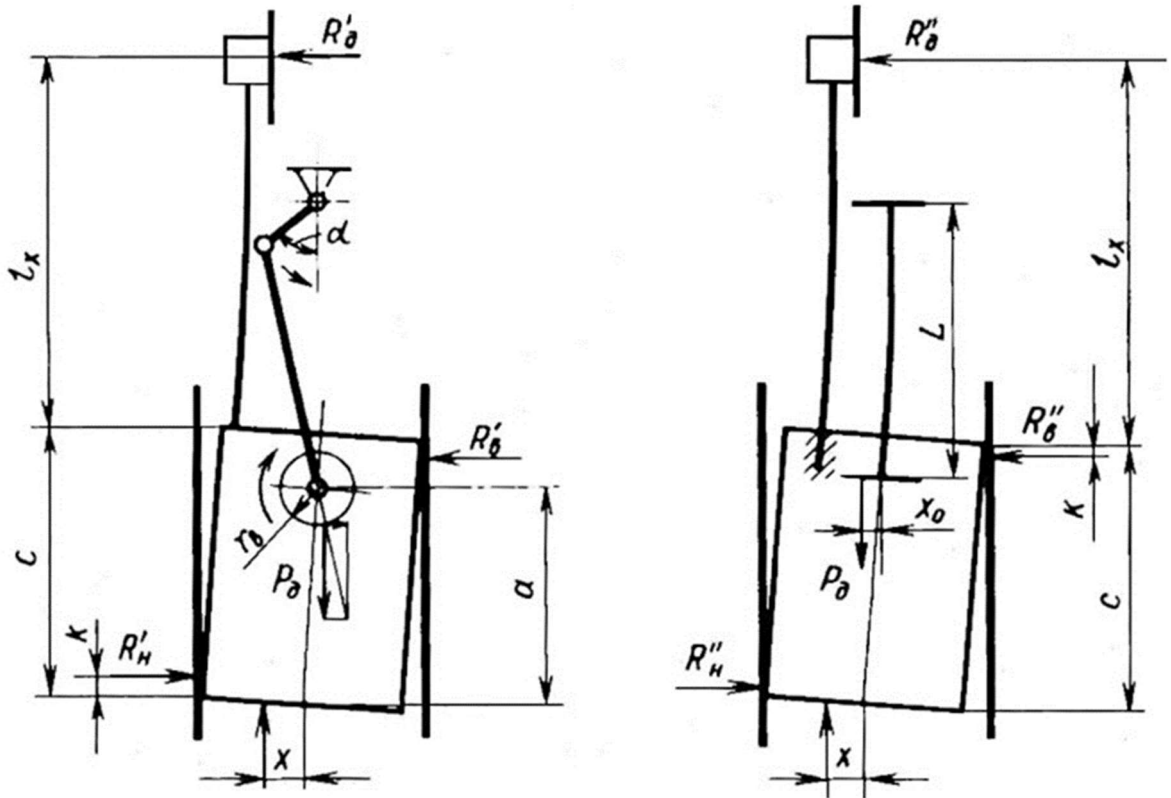


Рис. 1.5 – Розрахункова схема повзуна з додатковими направляючими

Критерієм працездатності направляючих прийнято максимальний контактний тиск в зоні контакту. Припускається, що в результаті зношування торців повзуна і пружної деформації повзуна і направляючих контакт повзуна і направляючих відбувається по прямокутній площі шириною, рівною ширині направляючих і довжиною L_k . З огляду на те, що така пропозиція не отримала теоретичного обґрунтування та практичного підтвердження, відрізняються відгуки авторів за величиною та кількістю зони контакту. В роботі [8] приймається, що довжина зони контакту L_k становить $L_k = 1/8 L_H$, а в роботі [7] приймається, що довжина зони контакту L_k становить $L_k = 1/4 L_H$, тобто дані відрізняються в два рази. У всіх випадках пояснюється, що розподіл тиску в зоні

контакту відбувається за трикутним законом, а рівнодійна реакція розташована на відстані $1/3L_k$ від торця повзуна.

В наступних роботах по розрахунку повзунів відбувається уточнення розрахункової схеми повзуна і зовнішніх силових факторів, діючих на повзун. В роботі [5] приймається припущення, що повзун без додаткових направляючих може зайняти тільки два стійких положення. У першому положенні повзун притискається до направляючого по всій довжині і вважається, що таке положення найбільш бажане. Фактично автори погоджуються з гіпотезами, викладеними в роботах [7, 5] і розглянутими в початковому огляді.

Друге стійке положення повзуна характеризується двома зонами контакту з направляючими у верхній і нижній їх частинах. Між цими положеннями існує якесь проміжне положення, при якому повзун дотикається направляючих в одній точці або взагалі може не мати з ними контакту. Таке положення назване нестійким, так як найменше зміна будь-якої з умов роботи повзуна призводить до переходу в одне із стійких положень. У розрахунковій схемі повзуна спочатку враховуються такі важливі конструктивні параметри, як положення точок кріплення врівноважувача і шатуна, кута повороту головного валу та ін., але автори, враховуючи зусилля врівноважувача, ігнорують вагу повзуна і положення його центру ваги. Автори цієї роботи встановлюють характер розподілу контактної тиску по площі зони контакту і положення рівнодійної реакції відносно тіла повзуна. Показано, що при контакті повзуна по всій довжині направляючої планки точка положення рівнодійної розташована на відстані $1/3 L_n$ від торця повзуна. При контакті повзуна з направляючими в двох зонах розміщення рівнодійної від торця приймається рівним $(1/6 \div 1/9)L_n$. Для уточнення величини розміщення була предпринята спроба вирішення контактної задачі взаємодії жорсткого прямокутного бруса і жорсткої напівплощини [207]. Отримані залежності у вигляді систем напівалгебраїчних рівнянь дають приблизно такий же результат для положення, коли повзун контактує з направляючими по всій довжині, але не мають рішень при контакті повзуна з направляючими в двох зонах. Питання величини зони контакту залишається невирішеним і вимагає більш глибокого аналізу із залученням теорії пружності,

трибології та інших відростків інженерії. Важливим упущенням авторів є те, що в розрахунковій схемі не враховується величина дезаксіалу, яка істотно впливає на положення і величину зони стійкого балансу повзуна.

Автори справедливо вказують, що розрахунок повзунів з урахуванням динаміки їх руху у момент після контакту із заготовкою, представлений у роботі [6], є недосконалим і вимагає серйозного аналізу. Крім того, процес динамічного контакту повзуна з направляючими представляє собою складну задачу, яка з питаннями силового розрахунку повзуна не пов'язана.

В роботі [8] описана методика визначення контактної тиску на поверхні направляючих на підставі аналізу пружних деформацій системи в зоні контакту. Приймається, що момент ексцентрично прикладеної сили деформації компенсується трьома кутовими жорсткостями: жорсткістю станини в точці контакту повзуна з направляючими; жорсткістю хобота і сумарної жорсткості кривошипно-повзунного механізму. У статті не приводиться математична модель для розрахунку значень реакцій у точках контакту, тому детальний аналіз переваг запропонованого методу неможливий.

Усі дослідники звертають особливу увагу на характер взаємодії повзуна з направляючими. Відсутність обґрунтованих теоретичних і експериментальних даних передбачає значне розходження рекомендованих величин величини зони контакту і закону розподілу нормальних контактних даних. Виходячи з умов пружної деформації двох твердих тіл, можна припустити, що при наявності скруглень у кромки повзуна, повний тиску в зоні контакту змінюються за законом, поблизу параболічного [5], тем не менш, більшість дослідників сходяться в тому, що контактний тиск змінюється за трикутним законом, а викликана розбіжність помилка компенсується поправним коефіцієнтом.

Є розбіжності і у питаннях визначення допустимих контактних тисків. У спрощеній моделі розрахунку повзуна, коли передбачається, що контакт повзун відбувається по всій довжині направляючої, величина контактної тиску визначається за формулою [5]

$$p = \frac{N_z}{L_n b_n} \frac{6M}{L_n^3 b_n} [p]_{max}. \quad (1.2)$$

В роботі [9] приймається, що контактний тиск розподіляється по зоні довжини $1/8 L_n$, а максимальний тиск знаходиться за формулою

$$p \frac{8R_{1,2}}{L_n b_n} [p]_{max}. \quad (1.3)$$

З представлених залежностей випливає, що в цих формулах визначається не максимальний, як стверджують автори, а середній контактний тиск на поверхні зони контакту.

В роботі [5] пропонується визначити величину максимального контактного тиску при параболічному законі розподілу за залежностями:

– тиск в основних направляючих

$$p \frac{R_{1,2}}{1,2 k b_n} [p]_{max};$$

– тиск у додаткових направляючих

$$p \frac{1,3 R_d}{L_d b_d} [p]_{max}.$$

У вищеприведених формулах позначено: $R_{1,2}$, R_d – реакції в основних і додаткових направляючих; b_n , b_d – сумарна ширина нижніх (основних) і верхніх (додаткових) направляючих.

У такому разі допустимий тиск приймається рівним для бронзи 40-45 МПа, для чавуна 28-35 МПа, тобто вище, чим по попереднім залежностям майже в чотири рази..

Працездатність повзуна в значній мірі залежить від величини зазорів у нижніх і верхніх направляючих. Враховуючи, що в нових редакціях стандартів величина зазору в направляючих не регламентується, їх значення необхідно визначати на стадії проектування та витримувати при експлуатації. Дослідження впливу величини зазорів на силові умови функціонування повзунів показують, що рекомендовані за стандартами і в технічній літературі значення зазорів кілька

знижені. Найбільш достовірними, але не мають теоретичного обґрунтування є значення зазорів, що визначаються за формулою[5]

$$\Delta_n = \Delta_1 + \Delta_2,$$

де Δ_1 – кінематичний зазор, $\Delta_1 = (0,0004 \div 0,001)L_n$;

Δ_2 – зазор від теплового розширення повзуна.

У будь-якому випадку величина зазорів у направляючих кривошипних гарячештампувальних пресів (КГШП) не повинна бути менше 0,4...0,5 мм на сторону, для листоштампувальних пресів не менше 0,2...0,25 мм на сторону [51].

Твердження авторів статті [7], що збільшення зазорів призводить до зниження межі допустимого ексцентричного навантаження повзунів КГШП уздовж фронту преса та, навпаки, до розширення цих меж при навантаженні поперек фронту є необґрунтованим. Значно більший вплив надають не абсолютні значення зазорів, а їх розташування у верхніх і нижніх направляючих.

Діаграма допустимих позacentрових навантажень визначається для кривошипних пресів, призначених для її штамповки в багатопозиційних штампах (КГШП, ГKM). Діаграма вказує граничне навантаження на повзуні або його зміщення від геометричного центру, виходячи із встановлених умов міцності ползуна або його направляючих.

Традиційно, основним обмеженням допустимих навантажень приймалася тривалість роботи, однак досвід експлуатації кривошипних пресів з додатковими направляючими показав, що забезпечення міцності робочих поверхонь легко досягається конструктивними засобами, а загальне обмеження, що визначає граничну величину навантаження на повзуні, не відповідає міцності робочої поверхні. Традиційно діаграма побудована в плоскості навантаження, паралельно осі головного вала, однак при використанні засобів механізації більш раціональним є напрямок руху транспортування напівфабрикати в перпендикулярному напрямку, т. е. спереди назад преса. У такому випадку виникає завдання побудованої діаграми допущених не центральних навантажень у цій площині

1.4 Обґрунтування обраного напрямку роботи

У літературному огляді показано, що існуючі методи розрахунку повзунів однокривошипних пресів вимагають уточнення, яке повинно перш за все відображати вплив всіх суттєвих конструктивних параметрів повзуна, головного виконавчого механізму виконання та умов їх функціонування. Необхідно визначити умови, при яких забезпечується найбільш сприятливе положення верхньої та нижньої частини штампового інструменту.

У зв'язку з цим виникає задача комплексного всестороннього аналізу умов навантаження повзунів і визначення силових параметрів, що визначають їх положення і умови працездатності.

Метою роботи є аналіз методів підвищення стійкості повзунів кривошипних пресів для покращення його експлуатаційних характеристик.

Для досягнення мети поставлені наступні завдання:

- провести аналіз всіх існуючих методик розрахунку повзунів однокривошипних пресів;
- визначення силових параметрів роботи повзунів;
- визначення закономірностей функціонування окремих вузлів і систем пресу в цілому;
- оцінка достовірності гіпотез і прогнозів, покладених на основі теоретичних досліджень.

Розрахунок умов силового навантаження повзунів проводився для кривошипного гарячештампувального пресу зусиллям 25МН

2 РОЗРАХУНОК ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ КРИВОШИПНОГО ГАРЯЧЕШТАМПУВАЛЬНОГО ПРЕСУ ЗУСИЛЛЯМ 25 МН

2.1 Опис конструкції преса

Кривошипний гарячештампвальний прес (КГШП) зусиллям 25МН призначений для гарячого штампування заготовок і може застосовуватися для установки в автоматизований комплекс і роботи з коштами механізації в автоматичному режимі комплексу.

Нарівні із звичайними для кожної машини вузлами двигуном, передавальними механізмами (приводом) і виконавчим механізмом в пресі є вузли для управління, наладки, контролю і забезпечення безпеки обслуговуючого персоналу, а також допоміжні вузли.

Джерелом енергії преса служить встановлений на йому асинхронний електродвигун. Необхідність установки асинхронного електродвигуна з маховиком визначається нерівномірністю споживання енергії в пресі за цикл і великими піковими навантаженнями.

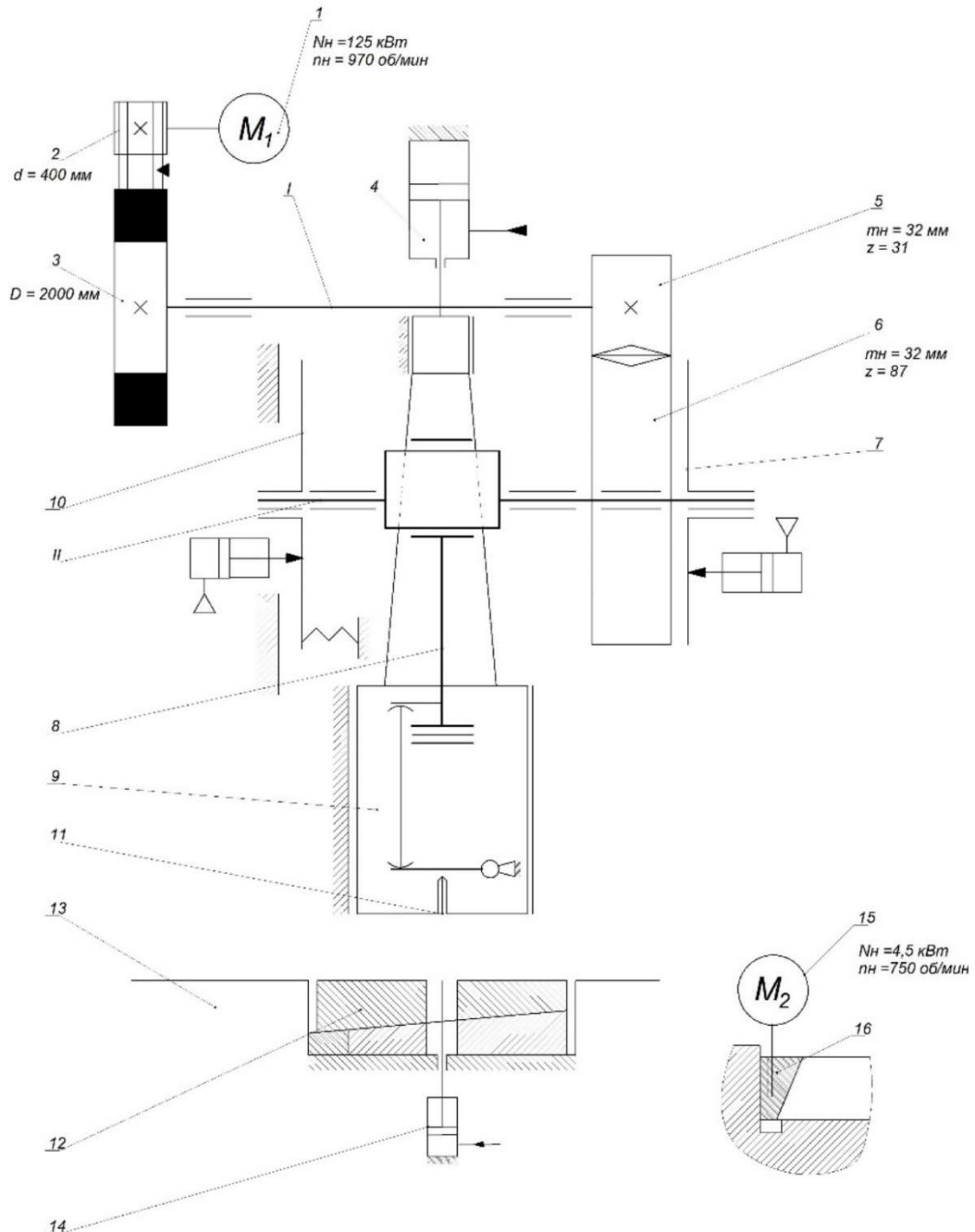
Привід від електродвигуна до виконавчого механізму складається з клинопасової (від двигуна до маховика) передачі і зубчатої передачі.

Для забезпечення з'єднання виконавчого механізму з приводом в пресі передбачена муфта. Фіксацію веденої частини приводу і виконавчого механізму в заданому положенні (крайне верхнє або заднє неробоче положення повзуна) здійснюють гальмом. Своєчасне включення і вимкнення муфти і гальма здійснюють системою управління. Вузол управління складається з електричних, механічних, пневматичних механізмів, за допомогою яких забезпечується своєчасне спрацювання муфти або гальма, а також відповідне блокування.

До вузлів наладки і контролю відносять механізм регулювання закритої штампової висоти, запобіжники від перевантаження, показчики зусилля, показчики положення кривошипа, механізми кріплення штампів, вузол зміни штампових плит, запобіжні ґратки штампового простору і інші вузли. Наявність

таких вузлів скорочує час простоїв преса, підвищує коефіцієнт використання обладнання.

До допоміжних вузлів відносяться вузол змащування, врівноважувач повзуна, поліпшуючий умови роботи деталей інших вузлів преса і тим самим що підвищує надійність всієї конструкції. Кінематична схема приведена на рис.2.1.



1 – електродвигун, 2 - шків, 3 – маховик, 4 – врівноважувач, 5 – шестерня, 6 – колесо, 7 – муфта, 8 – шатун, 9 – повзун, 10 – гальмо, 12 – підштампова плита, 13 – стіл преса, 14 – пневмоциліндр вихтовхувача

Рисунок 2.1 – Кінематична схема пресу

Від електродвигуна 1 через клинопасову передачу 2 обертання передається маховику 3, який є веденим шківом клинопасової передачі і встановлений на приводному валу консольно. З приводного валу через зубчасту шестерню 5 і зубчасте колесо 6 обертання передається на ексцентриковий вал, на кінцях якого розташовані фрикційна пневматична муфта 7 і дискове гальмо 10. Після включення муфти 7 через зубчасте колесо 6 рух передається шатуну 8 і повзу 1. Повзуні 9 наводиться від шатуна 8 при зворотному ході повзуна. У столі преса розміщений нижній виштовхувач 14. Величину штампової висоти регулюють за допомогою клинового столу 12, розташованого в станині преса 13.

Станина преса виконана зварної конструкції, закрита наземна. Привід преса - закритого типу з розташуванням осей і валів паралельно фронту преса - здійснюється від електродвигуна. Передача від електродвигуна до ексцентрика - двоступенева. Від шківів електродвигуна за допомогою клинопасової передачі рух передається на маховик. Маховик встановлений на проміжному валу. На іншому кінці проміжного валу встановлена шестерня, яка зачіпається із зубчатим колесом муфти. Зубчасте колесо муфти передає рух ексцентриковому валу. Муфта преса - фрикційна дводискова з пневматичним включенням, монтується на кінці ексцентрикового валу. Включення муфти здійснюється подачею повітря, а вимкнення муфти відбувається скиданням повітря з циліндра.

Гальмо - фрикційне дводискове. Зусилля гальмування створюється пружинами. Управління преса кнопкове, змазка комбінована, безперервна від централізованої системи рідкої циркуляційної змазки. Окремі вузли преса мащуються густою змазкою через певний період часу.

Висота закритого міжштампового простору регулюється індивідуальним електродвигуном.

Основні параметри і розміри преса занесені до табл. № 2.1

Таблиця 2.1 Параметри КГШП зусиллям 25 МН

№п/п	Параметр	Розмірність	Значення
1	Номінальне зусилля	МН	25
2	Максимальний хід повзуна	мм	350
3	Частота безперервних ходів	хв ⁻¹	60
4	Найменша відстань між столом і повзуном в його нижньому положенні	мм	890
5	Регулювання між столом і повзуном	мм	100
6	Розмір стола (подштамповой плити): зліва-направа спереду - назад	мм	1200 1400
7	Розмір повзуна: зліва - направо спереду - назад	мм	1100 1120

2.1 Силовий аналіз головного виконавчого механізму

Основна задача статичного розрахунку преса складається в розрахунку залежності приведенного плеча m_k від кута повороту кривошипного валу α , що дозволить розрахувати крутильний момент на головному валу в залежності від зусилля на повзуні.

Вихідні до розрахунку:

Номінальне зусилля преса P_n , МН	– 25;
Номінальний хід повзуна S_n , мм	– 350;
Довжина шатуна L , мм	– 1150;
Максимальний хід повзуна R , мм	– 175;
Величина дезаксіалу E , мм	– 60;
Радіус шатунної шийки валу r_A , мм	– 450;
Радіус з'єднання шатуна і повзуна r_B , мм	– 280;
Радіус корінних опор валу r_O , мм	– 320;
Коефіцієнт тертя в шарнірах ГВМу μ	– 0,05.

Основна задача статичного розрахунку преса складається в розрахунку залежності приведенного плеча m_k від кута повороту кривошипного валу α , що

дозволить розрахувати крутний момент на головному валу в залежності від зусилля на повзуні:

$$M_k = P_D m_k. \quad (2.1)$$

Для кривошипно-повзунного механізму залежність для приведенного плеча m_k зручно представляти у виді суми двох величин m_k^i і m_k^μ :

$$m_k = m_k^i + m_k^\mu, \quad (2.2)$$

де m_k^i – ідеальне приведенне плече:

$$m_k^i = R \left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha + \varepsilon \cdot \lambda \cdot \cos \alpha \right), \quad (2.3)$$

m_k^μ – збільшення приведенного плеча, обумовлене тертям у кінематичних парах, так зване плече тертя:

$$m_k^\mu = \mu[(1 + \lambda)r_A + \lambda r_B + r_0]; \quad (2.4)$$

μ – коефіцієнт тертя в шарнірах головного виконавчого механізму;

r_A , r_B , r_0 – відповідно радіуси корінних опор, великої і малої голівки шатуна.

Для диференціальних механізмів перед коефіцієнтами λ і ε необхідно змінити знаки на зворотні.

Коефіцієнт тертя μ визначається по таблиці 3.1 [1] у залежності від значення комплексного показника J_k , виду змащення і виду розрахунку.

Комплексний показник J_k характеризує навантаженість опор, швидкість ковзання і швидкість зближення поверхонь тертя опор при вичавлюванні змащення (ефект демпфірування):

$$J_k = \frac{P_n n_n^2}{\psi}, \quad (2.6)$$

де ψ – приведений кут робочого ходу, приймається в залежності від типу преса і виконуваної операції (таблиця 3.2 [1]).

При розрахунку виводу преса з розпору при будь-якому змащенні приймається $\mu = 0,08 \dots 0,12$.

При спрощених розрахунках коефіцієнт тертя μ приймається рівним 0,03...0,04 для рідкого мастила і 0,05...0,06 для густого мастила.

Для КГШП зусиллям 25 МН приведений кут технологічної операції для дорівнюєрівний 18 – 20°.

Комплексний коефіцієнт навантаження опор по формулі (2.6) складає:

$$J_k = \frac{25 \cdot 10^3 * 70^2}{20} = 0,6125 \cdot 10^5 \text{кН} \cdot \text{хв/град}.$$

При густому змащенні коефіцієнт тертя в опорах механізму складає $\mu=0,05$.

Коефіцієнт шатуна і коефіцієнт дезаксіалу складають відповідно:

$$\lambda = R/L = 175/1150 = 0,152, \varepsilon = E/R = 60/175 = 0,343.$$

Приведене плече тертя визначено по формулі (2.4) і становить

$$m_{k\mu} = 0,05 \cdot [(1 + 0,152) \cdot 450 + 0,152 \cdot 280 + 320] = 44,054 \text{мм}.$$

Результати визначення Загальне та ідеальне приведені плече показані на рис. 2.2

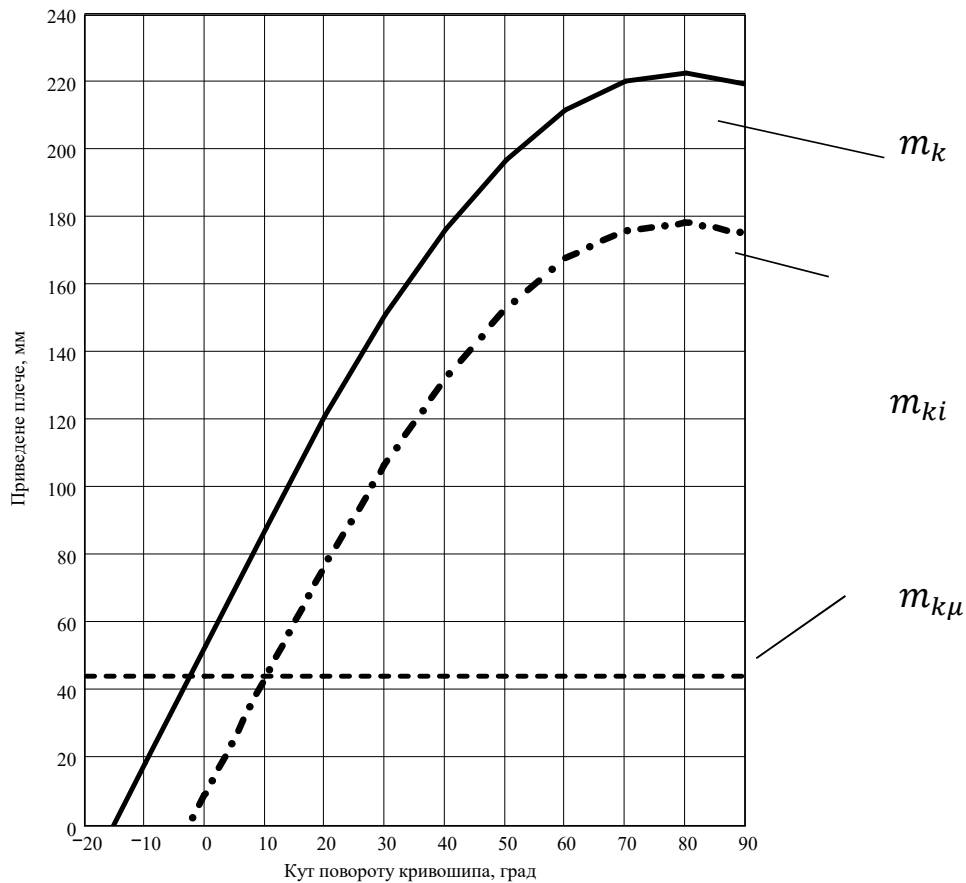


Рисунок 2.2 - Приведене плече крутногомоменту КГШП зусиллям 25 МН

2.3 Розрахунок витрат енергії на робочий хід

Енергія в період робочого ходу витрачається на пластичну деформацію металу A_d , на тертя в зчленуваннях $ГВМу$ $A_{тр}$ і на пружну деформацію системи прес-штамп A_y :

$$A_p = A_d + A_{тр} + A_y, \quad (2.7)$$

Робота пластичної деформації для конкретних умов деформування може бути визначена методами теорії обробки металів тиском. Більшість кривошипних пресів, як і інших технологічних машин, призначені для виготовлення деякої групи однотипних виробів. Тому енергетичні розрахунки для них виконуються для деякої типової технологічної операції, що є узагальнюючою з енергетичної сторони.

У такому випадку робота пластичної деформації приблизно може бути визначена по формулі :

$$A_D = k_p P_m h_p, \quad (2.8)$$

де k_p – коефіцієнт повноти графіка;

P_m – максимальне зусилля деформації;

h_p – база деформації, що представляє собою величину робочого ходу повзуна.

Визначити дві інші складові роботи робочого ходу аналітичними методами неможливо, тому в даний час прийнята наступна методика розрахунку роботи робочого ходу.

Задаючись графіком типової технологічної операції з урахуванням пружної деформації преса в період робочого ходу, визначається графік залежності крутильного моменту на головному валу. Площа цього графіка пропорційна роботі робочого ходу.

Типовий графік при гарячому штампуванні на КГШП зусиллям 25 МН показано лінією Н на рис.2.3 . Максимальній робочий хід повзуна становить (точка 1):

$$h_p = h_1 = 0,13 \cdot 350 = 45,5 \text{ мм.}$$

Жорсткість преса C (МН/мм) приймають на підставі практичних даних для кожного типу преса, чи визначають по емпіричній залежності:

$$C = K \sqrt{P_H}, \quad (2.9)$$

де K – коефіцієнт пропорційності, прийнятий у залежності від типу преса по таблиці 4.4.[3], $K = 1,7 \dots 1,9$.

Маємо:

В такому разі початок робочого ходу відбувається при не доходженні повзуна до КНП на відстань (точка 1s на рис.2.3)

$$h_p + \Delta l_{\max}$$

Всі інші точки графіка зусиль деформації трансформуються наступним чином.

Точка 2 графіка Н зусиль пластичної деформації має координату $h_2 = 0,12 \cdot 350 = 42\text{мм}$. Величина ходу h_{12} між положеннями повзуна, що відносяться до точки 1 і 2 становить

$$h_{12} = h_1 - h_2 = 45,5 - 42 = 3,5\text{мм}.$$

Наявність пружної деформації призводить до того, що величина ходу S_{12} збільшується на величину пружної деформації під дією зусилля P_2 в точці 2

$$\Delta l_2 = P_2/C = 0,08 \cdot 25/9 = 0,222\text{мм}.$$

Тобто відстань S_{12} при наявності пружної деформації буде:

$$S_{12} = h_{12} + \Delta l_2 = 3,5 + 0,222 = 3,722\text{мм}.$$

Таким чином, координата точки 2s на навантажувальному графіку зусилля деформації становить:

$$S_2 = h_p - S_{12} = 48,278 - 3,722 = 44,556\text{мм}.$$

Аналогічним шляхом визначаються положення всіх інших точок навантажувального графіка як змінена відстань від початкової точки 1. Кінцевий навантажувальний графік гарячого штампування показано на рис. 3.3 лінією S.

При гарячому штампуванні витрати енергії на робочий хід продовжуються після проходження КНП і зумовлені зусиллям, діючим на повзун до повного зникнення пружної деформації. Кут повороту головного валу до повного розвантаження від пружної деформації Δl_{\max} по формулі () становить:

$$\alpha_y = \arccos\left(\frac{2(175-2,78)(175+1) + 2,78^2}{2 \cdot 175(175+115-2,78)}\right) = 9,526^\circ.$$

Кут «мертвого» тертя по формулі становить:

$$\alpha_m = \frac{42,36}{175(1 + 175/1150)} = 12,09^\circ.$$

Так як кут α_m більший чим кут α_y , то витрати енергії продовжуються до повного розвантаження преса, тобто до кута повороту вала α_y .

Для декількох точок навантажувального графіка (в даному прикладі для 19 точок) визначається значення крутильного моменту і робота робочого ходу на кожному відрізку. На рис. 3.4 показано графік крутильного моменту в залежності від кута повороту головного валу.

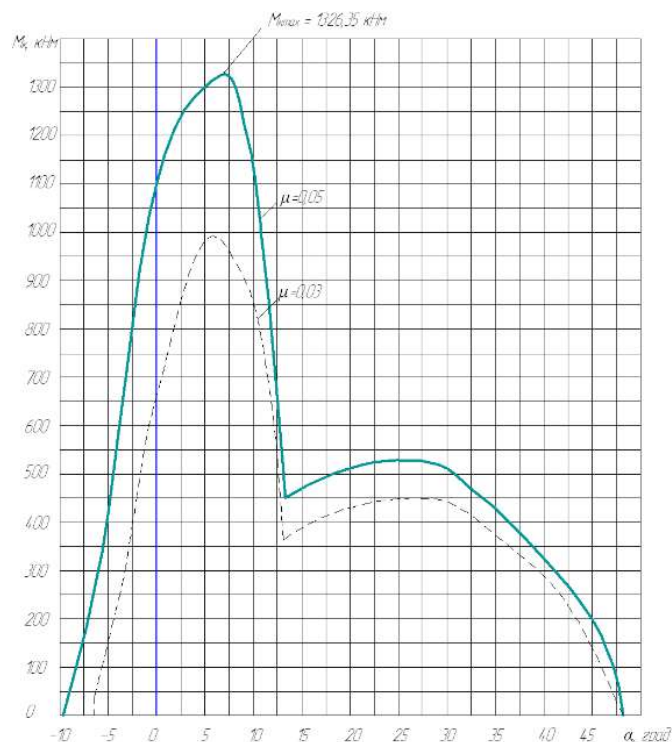


Рисунок 3.4 - Графік крутильного моменту при гарячому штампуванні

Робочого ходу A_p становить 557,405 кДж.

Робота пластичної деформації визначається по формулі (2.8) :

$$A_d = 0,168 \cdot 25000 \cdot 0,0455 = 191,1 \text{ кДж.}$$

Коефіцієнт повноти графіку k_p для гарячого штампування рівний 0,168.

Таким чином, ККД робочого ходу складає :

$$\eta_p = \frac{191,1}{557,405} = 0,343.$$

2.4 Розрахунок повзуна

Для кривошипного гарячештампувального пресу вихідні розміри повзуна мають наступні значення:

Ширина повзуна B_n , см	– 115;
Довжина нижніх напрямних L_n , см	– 140;
Довжина верхніх напрямних L_v , см	– 60;
Довжина хоботу L_x , см	– 145,5;
Зазор в нижніх напрямних Δ_n , см	– 0,1;
Зазор в верхніх напрямних Δ_v , см	– 0,08;
Матеріал тіла повзуна	– сталь 35Л.

Повзун КГШП традиційного виконання має додаткові напрямні, розташовані на кінці хоботу (рис. 3.5). Нецентральне навантаження повзуна можливе як в площині головного виконавчого механізму (площина ZOY), так і в перпендикулярному напрямі (площина XOY).

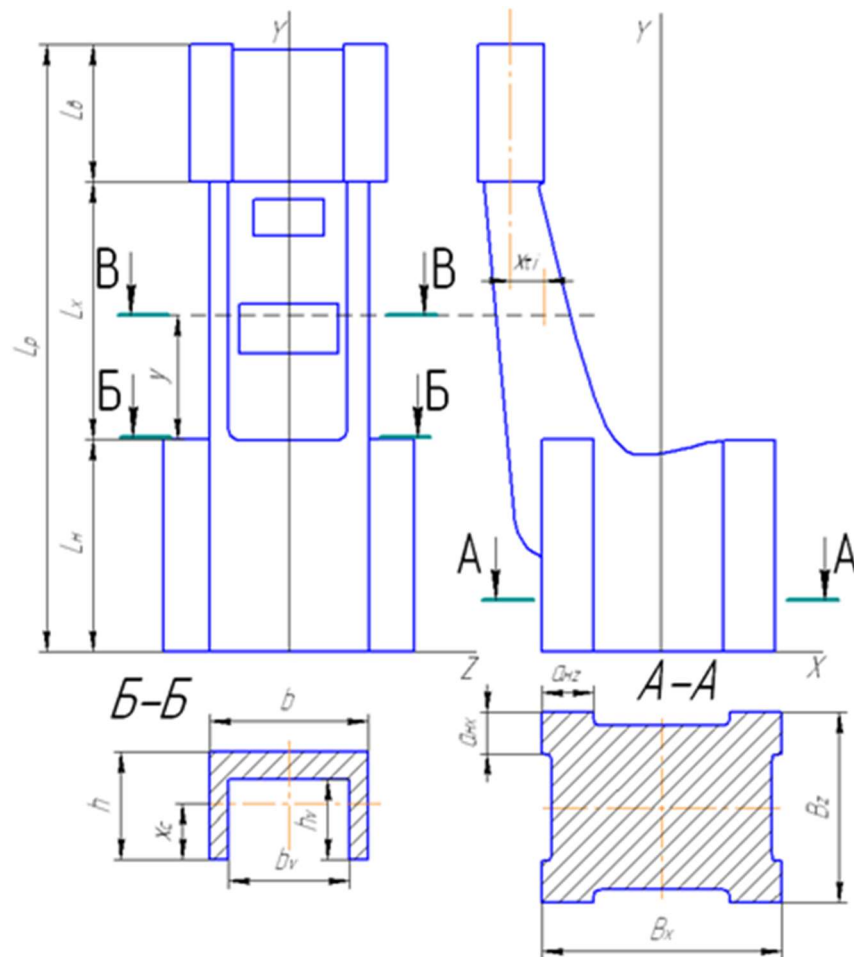


Рисунок 3.5 - небезпечні перерізи повзуна КГШП

Зазор для компенсації теплового розширення повзуна визначається по формулі:

$$\Delta_T = 0,5\alpha Bt, \quad (2.9)$$

де $\alpha = 11 \cdot 10^{-6}$ – коефіцієнт лінійного розширення для сталі; t – різниця температур верхньої і нижньої частини повзуна.

Зменшення зазору в нижніх напрямних від температурного розширення повзуна становить при різниці температур 30° :

$$\Delta_t = 11 \cdot 10^{-6} \cdot 115 \cdot 30 = 0,038 \text{ см.}$$

Максимальний прогин хобота при навантаженні повзуна в площині ХОУ, тобто спереду-назад по буде:

$$\delta_1 = \frac{\Delta_{\text{нх}} - \Delta_t}{2} \cdot \frac{2L_{\text{п}} - L_{\text{н}}}{L_{\text{н}}} - \frac{\Delta_{\text{вх}}}{2}, \quad (2.10)$$

Δ_t – температурне розширення нижньої частини повзуна,

$L_{\text{п}}$ – повна довжина повзуна, тобто відстань від нижньої площини до верхньої частини додаткових напрямних;

k_j – коефіцієнт, що визначає зміна моменту інерції перетину по довжині хоботу.

Маємо

$$\delta_{1x} = \frac{0,1 - 0,038}{2} \cdot \frac{2 \cdot 345,5 - 140}{140} - \frac{0,08}{2} = 0,082 \text{ см.}$$

Якщо зазори в напрямних однакові в обох площинах навантаження, тоді по спрощеній методиці приймається, що прогин повзуна при навантаженні в площині ZOУ, тобто зліва-направо, також становить 0,082 см.

Моменти інерції перетину Б-Б, розташованого на тілі повзуна, тобто максимальні значення моментів інерції, становлять: $J_{z_{\text{max}}} = 518788 \text{ см}^4$, $J_{x_{\text{max}}} = 995843 \text{ см}^4$. Відстань від нижньої частини перетину до центральної осі дорівнює: $x_c = 40,7632 \text{ см}$, $z_c = 35 \text{ см}$.

Хобот повзуна має змінний перетин, тому спрощено приймається зміна моменту інерції повзуна по лінійному закону. Максимальний перепад перетинів ΔJ становить приблизно 2,5. В такому разі коефіцієнт зміни перетину k_j дорівнює 0,84.

В небезпечному перетину, розташованому на відстані $y = 30 \text{ см}$ від тіла повзуна (показано на рис.) хобот послаблено прямокутним вікном і його моменти інерції становлять: $J_{z_B} = 343708 \text{ см}^4$, $J_{x_B} = 751053 \text{ см}^4$. Відстань від нижньої частини перетину до центральної осі дорівнює: $x_{cB} = 34,16 \text{ см}$, $z_{cB} = 32 \text{ см}$.

В такому разі максимальні напруження в перетині хобота на тілі повзуна при навантаженні в двох площинах відповідно будуть:

- навантаження в площині ZOY

$$\sigma_1 = \frac{3EJ_{czmax}}{L_x^2 J_{z1}^* \left(1 - \frac{y}{L_x}\right)}, \quad (2.11)$$

де E – модуль пружності матеріалу повзуна, для сталі $E=2,1 \cdot 10^5$ МПа, для чавуну $E=0,9 \cdot 10^5$ МПа;

$$\sigma_{1B} = \frac{3 \cdot 2,1 \cdot 10^7 \cdot 518788 \cdot 40,7632 \cdot 0,082 \cdot 0,84}{145,5^2 \cdot 518788} = 8366 \text{ Н/см}^2;$$

- навантаження в площині XOY

$$\sigma_{2B} = \frac{3 \cdot 2,1 \cdot 10^7 \cdot 995843 \cdot 35 \cdot 0,082 \cdot 0,84}{145,5^2 \cdot 995843} = 7183 \text{ Н/см}^2.$$

В перерізі, розташованому на відстані $y=30$ см від тіла повзуна (перетин В-В), напруги відповідно становлять:

- навантаження в площині ZOY:

$$\sigma = \frac{3EJ_{xmax}b_1}{2L_x^2 J_x^*} \delta_2 k_J \left(1 - \frac{y}{L_x}\right), \quad (2.11)$$

$$\sigma_{1B} = \frac{3 \cdot 2,1 \cdot 10^7 \cdot 518788 \cdot 34,16 \cdot 0,082 \cdot 0,84}{145,5^2 \cdot 343708} \left(1 - \frac{30}{145,5}\right) = 8400 \frac{\text{Н}}{\text{см}^2};$$

- навантаження в площині XOY

$$\sigma_{1B} = \frac{3 \cdot 2,1 \cdot 10^7 \cdot 995843 \cdot 32 \cdot 0,082 \cdot 0,84}{145,5^2 \cdot 751053} \left(1 - \frac{30}{145,5}\right) = 6913 \frac{\text{Н}}{\text{см}^2}.$$

При навантаженні в площині ZOY в тілі хобота виникають дотичні напруги від зміщення зусилля в верхніх напрямних відносно перетину хобота. Зусилля на додаткових напрямних становить:

$$R_{BZ} = \frac{3EJ_2 J_{x_{max}}}{L_x^3}; \quad (2.12)$$

де x_τ – відстань від центра ваги перетину A-A до середини додаткових напрямних;

δ_{max} – максимальна товщина перетину;

η – коефіцієнт, рівний 1,12 для перетину коритоподібної форми;

b_i, δ_i – відповідно, поточні ширина і товщина ділянок перетину A-A.

$$R_{BZ} = \frac{3 \cdot 2,1 \cdot 10^7 \cdot 995843 \cdot 0,082 \cdot 0,84}{145,5^3} = 1,405 \cdot 10^6 \text{ Н.}$$

Сума в знаменнику формули (2.11) для перетину, розташованого на тілі повзуна (перетин Б-Б) дорівнює $3,53 \cdot 10^6 \text{ см}^4$, для перетину В-В сума становить $3,07 \cdot 10^6 \text{ см}^4$.

Тоді дотичне напруження перетині при навантаженні повзуна в площині ZOY) буде:

$$\tau = \frac{M_k \delta_{max}}{\eta \sum b_i \delta_i^3 \frac{R_{BZ} x_\tau \delta_{max}}{\eta \sum b_i \delta_i^3}} \quad (2.13)$$

де $M_k = R_{BZ} x_\tau$ – момент, що скручує, у перетині;

R_{BZ} – зусилля на додаткових напрямних

- перетин Б-Б (розмір $x_{\tau B} = 15 \text{ см}$)

$$\tau_B = \frac{1,405 \cdot 10^6 \cdot 15 \cdot 8}{1,12 \cdot 3,53 \cdot 10^6} = 42,632 \text{ Н/см}^2.$$

- перетин В-В (розмір $x_{\tau B} = 10 \text{ см}$)

$$\tau_B = \frac{1,405 \cdot 10^6 \cdot 10 \cdot 8}{1,12 \cdot 3,07 \cdot 10^6} = 32,685 \text{ Н/см}^2.$$

Еквівалентне напруження по гіпотезі енергії формозміни при навантаженні повзуна в площині ZOY становить:

- перетин Б-Б:

$$\sigma_{\text{э2Б}} = \sqrt{7183^2 + 3 \cdot 4263,2^2} = 10300 \text{ Н/см}^2;$$

- перетин В-В:

$$\sigma_{\text{э2В}} = \sqrt{6913^2 + 3 \cdot 3268,5^2} = 8935 \text{ Н/см}^2.$$

Допустиме значення напружень в тілі повзуна становить для сталі 35Л $\sigma_T=250$ МПа:

$$[\sigma] = \frac{250}{1,8 \dots 2,2} \approx 125 \text{ МПа.}$$

Таким чином встановлено, що найбільш небезпечним є перетин хоботу біля тіла повзуна, однак максимальні напруги не перевищують допустиме значення.

2.5 Розрахунок напрямних та діаграми нецентрального навантаження повзуна КГШП зусиллям 25 МН

Вихідні дані:

Номінальний хід повзуна S_n	– 350;
Номінальне число ходів за хв. n_n	– 70;
Коефіцієнт використання числа ходів p_u	– 0,2;
Довжина нижніх напрямних L_n , см	– 140;
Довжина верхніх напрямних L_v , см	– 60;

Довжина хоботу L_x , см	– 145,5;
Сумарна ширина нижніх напрямних m_n , см	– 15;
Сумарна ширина верхніх напрямних m_e , см	– 14;
Зазор в нижніх напрямних Δ_n , см	– 0,1;

Максимальний тиск на напрямних повзуна, виготовлених з графітізованого чавуну становить 28...32 МПа. З урахування запасу міцності допустимий тиск на напрямних прийнято 17,5 МПа.

Максимальне питоме зусилля в основних напрямних визначається за формулою:

$$q \frac{R}{1,2km_{\text{отмах}}}, \quad (2.14)$$

де m_o – сумарна ширина основних напрямних.

Допустимі зусилля на повзуні, які обмежуються міцністю верхніх і нижніх частин основних напрямних для вертикальних пресів будуть:

$$P_{\text{доп}}^{\text{н}} = \frac{R_{\text{ннз}}(L_{\text{н}}-2k)+R_{\text{вз}}(L_{\text{п}}-L_{\text{н}}-k)}{\pm x}, \quad P_{\text{доп}}^{\text{в}} = \frac{R_{\text{нвз}}(L_{\text{н}}-2k)+R_{\text{вз}}(L_{\text{н}}-k)}{\pm x}. \quad (2.15)$$

Максимальна допустима реакція в нижніх напрямних повзуна становить:

$$R_{\text{нд}} = 1,2 \cdot 7 \cdot 15 \cdot 15 \cdot 10^{-4} = 0,221 \text{ МН.}$$

Максимальна допустима реакція в верхніх напрямних дорівнює

$$R_{\text{вд}} = \frac{15 \cdot 60 \cdot 14}{1,3} \cdot 10^{-4} = 1,131 \text{ МН.}$$

Зсув реакції від краю повзуна визначається по формулі:

$$k = L_{\text{н}}/200\Delta_{\text{нх}}. \quad (2.16)$$

$$k = \frac{140}{200 \cdot 0,1} = 7 \text{ см.}$$

В такому разі допустимі зусилля на повзуні в залежності від величини зсуві зусилля по формулах (2.15) визначаються по діаграмі допустимого нецентрального навантаження, яка показана на рис. 3.6.

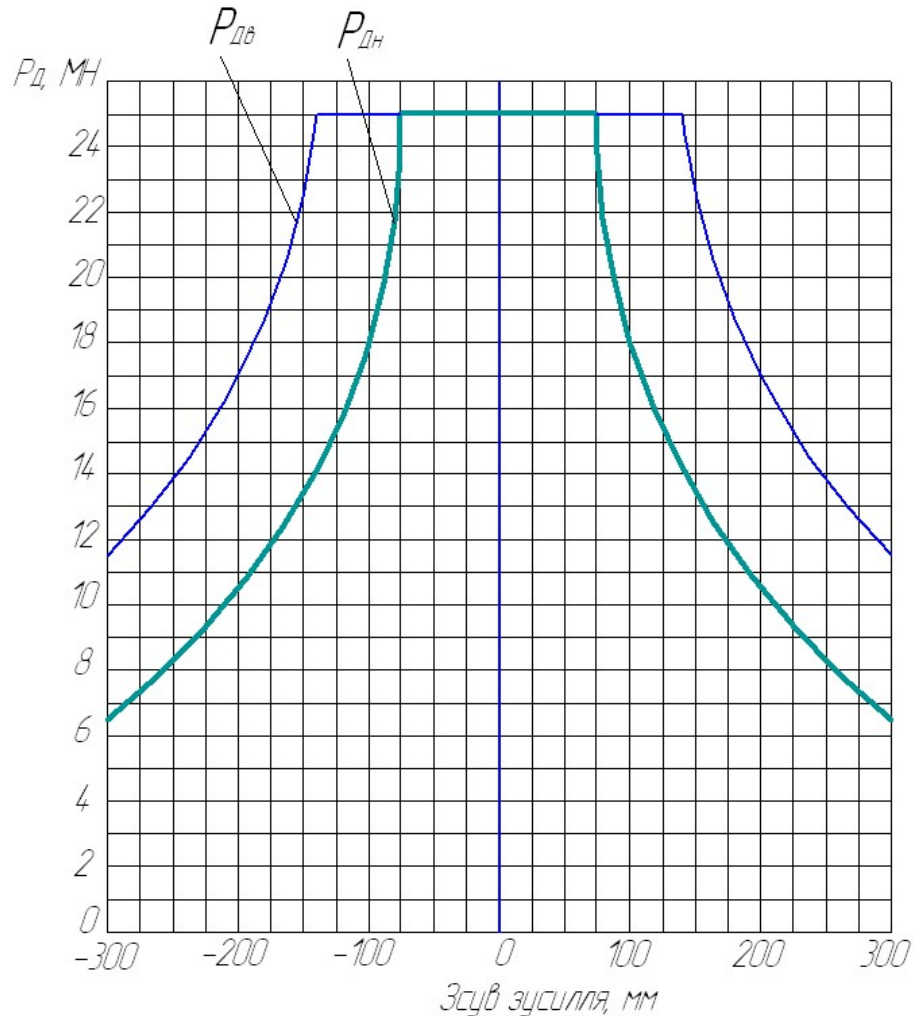


Рисунок 3.6 - Діаграма нецентрального навантаження повзуна КГШП зусиллям 25 МН

Як видно, зона номінального навантаження повзуна обмежена шириною приблизно від +75 і до -75 мм від центру повзун, причому ширина зони обмежена міцністю напрямних в нижній їх частині. При зсуві зусилля на відстань приблизно 20 см (перший або третій переходи штампування) зусилля не може перевищувати приблизно 9 МН.

Працездатність напрямних перевіряється також по показнику зносу:

$$K_{из} = 8 \cdot 10^{-4} \mu k_{\mu} n_{\text{в}} R q_{\text{max}}, \quad (2.17)$$

де μ – коефіцієнт тертя в напрямних; для рідкого мастила $\mu=0,04\dots0,06$, для густого $\mu=0,08\dots0,10$;

k_{μ} – коефіцієнт, що враховує можливе забруднення поверхонь тертя, для гаряче штампувальних пресів $k_{\mu}=2$;

$n_{\text{в}}$ – максимальне число вмикань преса в хвилину;

R – радіус кривошипа;

ψ – приведений кут робочого ходу.

Коефіцієнт тертя μ в напрямних становить 0,05. Для КГШП коефіцієнт забруднення k_{μ} становить 2. Приведений кут робочого ходу ψ дорівнює 20° . Таким чином, показник зносу при максимальному тиску на напрямних 30 МПа буде:

$$K_{из} = 8 \cdot 10^{-4} \cdot 0,05 \cdot 2 \cdot 70 \cdot 0,2 \cdot 30 \cdot 20 \cdot 10^3 = 117,6 \frac{\text{кН}}{\text{м} \cdot \text{с}}.$$

Допустимий показник зносу для графітізованого чавуні становить 500 кН/м·с, тобто працездатність напрямних забезпечується.

3 ДОСЛІДЖЕННЯ УМОВ ТА СИЛОВОГО РЕЖИМУ РОБОТИ ПОВЗУНІВ

3.1 Дослідження силового режиму роботи повзунів

3.1.1 Силіві і геометричні умови стійкості повзунів

У літературному огляді показано, що існуючі методи розрахунку повзунів однокривошипних пресів вимагають уточнення, яке повинно перш за все відображати вплив всіх істотних конструктивних параметрів повзуна, головного виконавчого механізму та умов їх функціонування. Необхідно визначити умови, при яких забезпечується найбільш вигідне положення верхньої та нижньої частини штампового інструменту. Для використання повзунів з додатковими направляючими необхідно також визначити зону допустимого позацентрового навантаження у двох взаємно перпендикулярних площинах.

При розробці розрахункової та математичної моделі повзуна прийняті наступні допущення:

1. Повзун вважається абсолютно жорстким тілом, але в зоні контакту з направляючими планками має місце локальна пружна деформація, в результаті чого контакт відбувається на площі визначеної довжини.

2. Довжина K_r площадки контакту повзуна і направляючих планок прийнята рівною $1/9$ довжини направляючих L_n .

3. Розрахунок нормальних контактних дтисків прийнято за трикутником, рівнодіюча тиску зміщена від кромки повзуна на величину $k = L_n / 27$.

4. Технологічне зусилля P_d може бути розміщено в будь-якій стороні по осі X або Z на відстані, рівної половини ширини полів у відповідному напрямку.

5. Хобот повзуна є пружньодеформованим, при цьому значення прогина визначає величину реакції у верхніх направляючих. Реакція в верхніх

направляючих розташована на середині направляючих і залежить тільки від заборони хобота.

6. Розташування направляючих планок від центральної осі повзуна в напрямку осі X прийняті різні для передніх і задніх направляючих. У результаті можна провести аналіз переднього, симетричного або заднього розташування направляючих. У напрямку осі Z повзун вважається симетричним.

7. Вплив направляючих колонок штампа на положення повзуна в період робочого часу не враховується у вигляді їх малої вуглової жорсткості та, відповідно, незначного впливу на стійкість повзуна.

8. Розглядається дезаксіальний кривошипно-повзунний механізм, при цьому дезаксіал E може бути як позитивним, так і негативним.

Технологічне зусилля, рівне зусиллю деформації, в загальному випадку може бути зміщено відносно геометричної лінії симетрії як по осі X , так і по осі Z .

Равнодіюча сила P_{AB} , діюча зі сторони шатуна, розташовується по дотичній до кіл тертя і розкладається на дві складові – вертикальну складову R_y і горизонтальну складову R_x .

Під дією сили P_{AB} в шарнірі B виникає сила тертя, яка створює, у свою чергу розвертаючий момент M_b .

В результаті повороту повзуна в точках контакту з направляючими виникають реакції, що викликають у свою чергу появу сил тертя. Експериментальні та теоретичні дослідження показують, що вплив сили тертя в направляючих повзуна не більше 1,5–3 %, нею можна нехтувати.

Крім цих сил на повзун діють сила тяжести G і сила врівноважувача P_u , зміщені відносно осі симетрії відповідно на відстані x_g і x_u .

Ексцентричне навантаження повзуна може відбуватися в площині, перпендикулярній до осі головного вала і в площині, паралельній осі вала. Більш того, в загальному випадку навантаження повзуна може відбуватися при одночасному розміщенні навантаження по двом координатним осям.

Розрахункова схема повзуна при навантаженні в площині, перпендикулярній осі головного валу показана на рис. 3.1, а при навантаженні у фронтальній площині ZOY - на рис. 3.2.

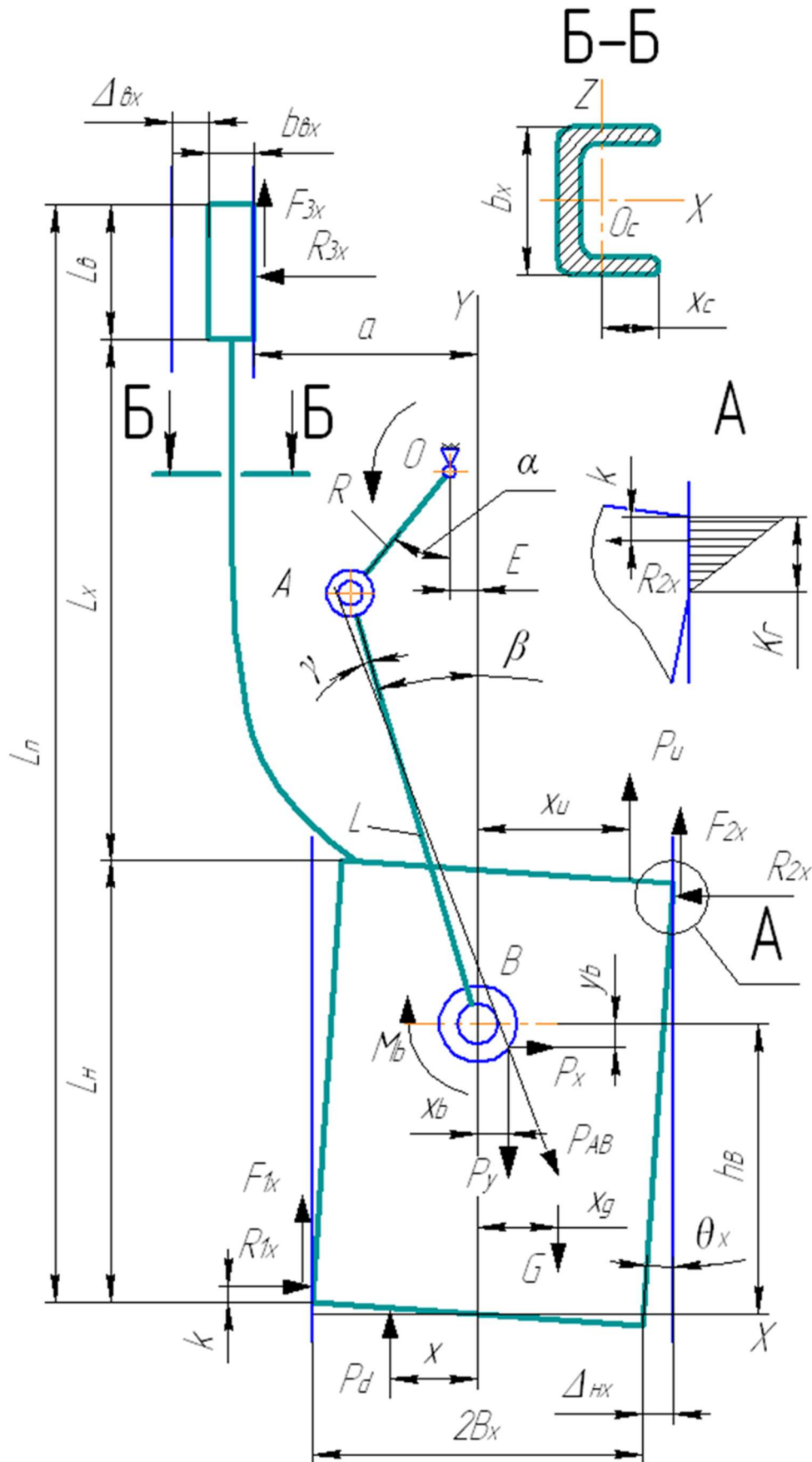


Рисунок 3.1 – Розрахункова схема повзуна при навантаженні в площині XOY

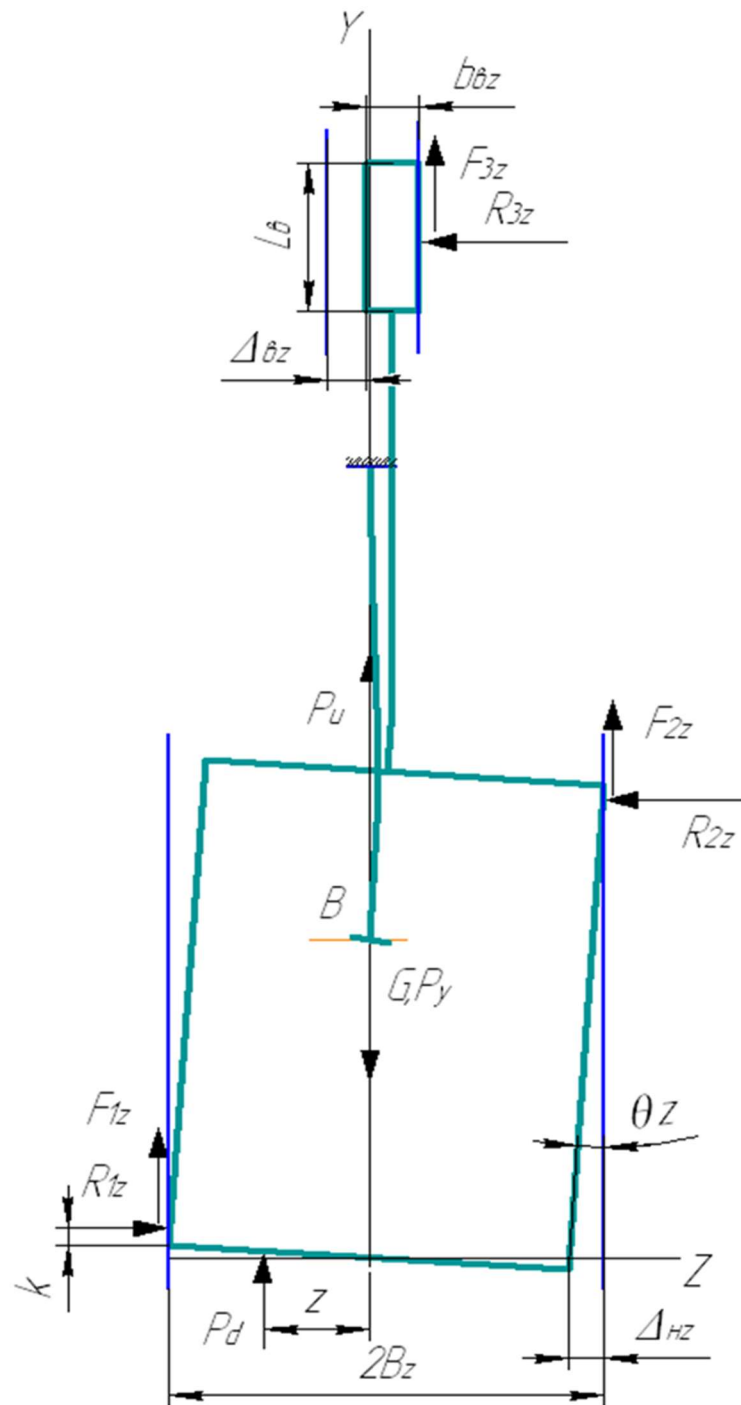


Рисунок 3.2 – Розрахункова схема при навантаженні повзуна в площині ZOY

3.1.2 Математична модель повзуна

Відомо, що з'єднання шатуна з повзуном може виконуватися одним із наступних способів [5, 11]:

1. За допомогою сферичної поверхні на гвинті і підп'ятнику повзуна.
2. За допомогою з'єднувального пальця і передачі зусилля через торцеву циліндричну поверхню шатуна.

3. За допомогою з'єднувального пальця і передачі зусилля через циліндричну поверхню пальця, нерухомого відносно шатуна і рухомого в отворах повзуна.

4. За допомогою з'єднувального пальця і передачі зусилля через циліндричну поверхню пальця, нерухомого в повзуні.

Напрямок і розташування сили в з'єднанні шатуна з повзуном з урахуванням сили тертя показано на рис. 3.3. Результативна сила по шатуну спрямована по дотичній B_2B_1 до кругів тертя в шарнірах великої і малої головки шатуна.

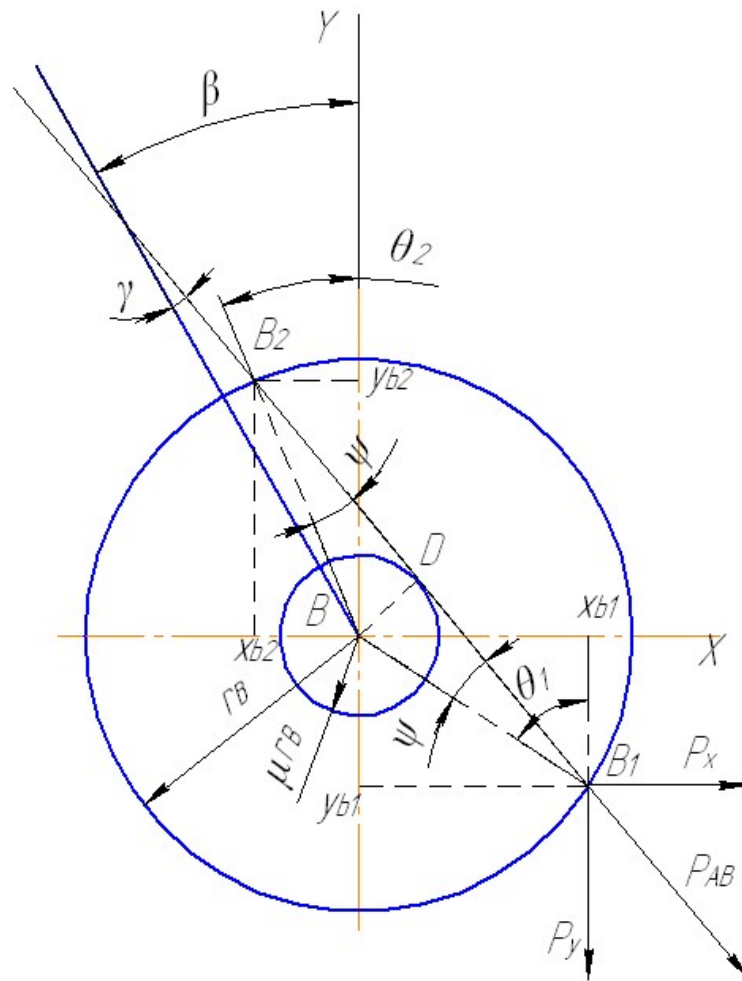


Рисунок 3.3 – Розподіл сил в шарнірі B

Залежності для визначення координат розміщення рівнодійної сили по шатуну визначаються за формулами

$$\begin{aligned} x_b &= \pm r_B \sin(\beta + \gamma + \psi), \\ y_b &= \mp r_B \cos(\beta + \gamma + \psi). \end{aligned} \quad (3.1)$$

Тут верхній знак приймається для перших трьох типів сполучень (точка B_1), нижній знак – для четвертого з'єднання (точка B_2).

Кут нахилу шатуна β , кут γ нахилу рівнодійної сили P_{AB} і кут ψ визначаються за відомими залежностями:

$$\beta = \arcsin(\lambda \sin \alpha + \varepsilon), \gamma = \arcsin\left(\mu \frac{r_A + r_B}{L}\right), \sin \psi = \mu \quad . \quad (3.2)$$

де λ – коефіцієнт шатуна;

ε – ступінь дезаксіала;

α – кут повороту кривошипа;

R, L – відповідно радіус кривошипа і довжина шатуна;

μ – коефіцієнт тренування в шарнирах механізму;

r_A, r_B – відповідно радіус цапфи великої і малої головки шатуна.

Зусилля P_{AB} і його складові P_x і P_y визначаються за залежностями:

$$P_x = P_y \frac{\sin(\beta + \gamma) \cos \psi}{\cos(\beta + \gamma + \psi)}, P_{AB} = P_y / \cos(\beta + \gamma). \quad (3.3)$$

У цьому випадку сила P_y являє собою алгебраїчну суму сил, що діють на повзун по осі Y – сили технологічного протидії P_d , ваги повзуна G і зусилля урівноважувача P_u .

Наявність сили тертя в шарнірі B призводить до виникнення моменту розгортання M_b відносно центру шарніра, спрямованого в сторону повороту шатуна. Значення моменту M_b визначається за формулою

$$M_b = P_{AB} \mu r_B. \quad (3.4)$$

У загальному випадку, коли відбувається контакт повзуна з направляючими в трьох точках, система рівноваги є статично невизначеною. Для її розкриття приймається, що після вибору зазору у верхніх направляючих відбувається заборона ходу на величину, що визначається зазором у нижніх

направляючих. Тоді величина реакції R_{3x} у верхніх направляючих визначається як еквівалентна сила, яка призводить до прогину хобота як балки змінного перетину на вказану величину. Максимальний прогин хобота визначає величину і стан розподілу зазорів в основних і додаткових направляючих.

В ідеальному випадку має місце рівномірний розподіл зазорів у нижніх і верхніх направляючих. Тоді при перекосі повзуна в основних направляючих відбувається наступне. Повзун переміщується до однієї з нижніх направляючих планок на величину половини сумарного зазору в нижніх направляючих Δ_{nx} , а потім повертається на кут θ_x . При відсутності верхніх направляючих величина угла θ_x повороту тіла повзуна визначається за формулою

$$\theta_x = \arcsin \frac{\Delta_{nx}}{L_n}, \quad (3.5)$$

де Δ_{nx} – сумарний зазор у нижніх направляючих;

L_n – довжина нижніх направляючих.

Якщо знехтувати поворотом додаткових направляючих внаслідок його малості, то будь яка точка додаткових направляючих, наприклад точка S_o при перекосі повзуна за часовою стрілкою поміщається спочатку вліво в точку S_l на величину $\Delta_{nh}/2$, а могла б бути перенесена в точку S_s на величину δ_θ по дузі, радіус якої рівний розташування від нижньої кромки повзуна до центру верхніх направляючих (рис. 3.4):

$$\delta_\theta = \frac{\Delta_{nx}}{L_n} (L_n + L_x + L_e/2),$$

де L_x – довжина хобота;

L_e – довжина верхніх направляючих.

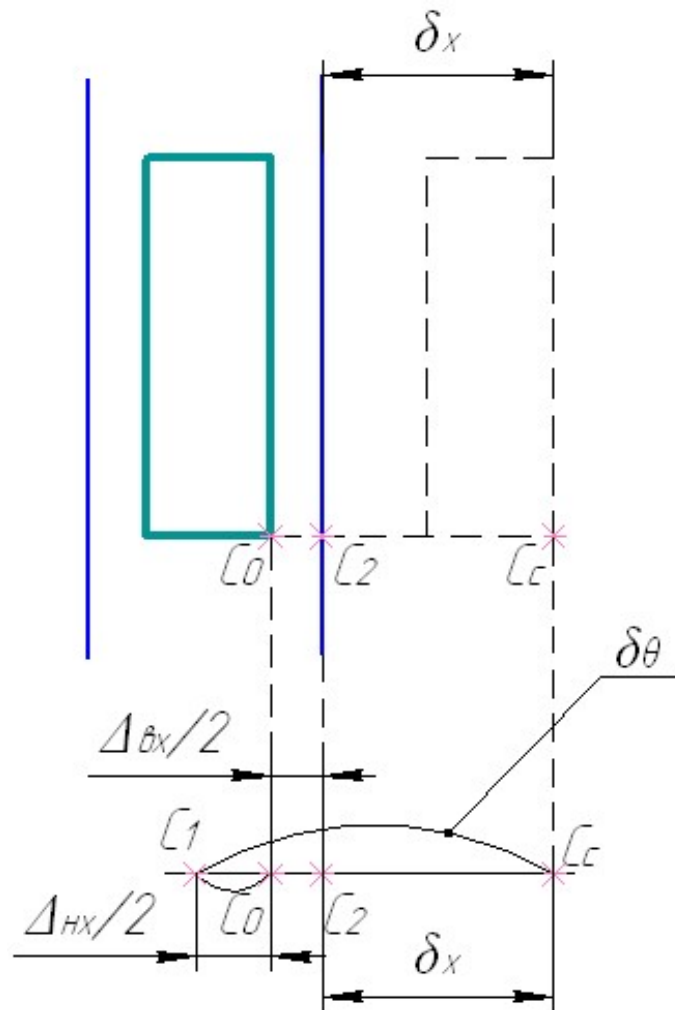


Рисунок 3.4 – Визначення максимального прогина хобота

Однак верхні направляючі обмежують переміщення в точку S_s , тому після введення верхніх направляючих планок в точку S_2 подальше переміщення припиняється і відбувається поворот тіла повзуна при одночасному прогині ходу на величину δ_h .

$$\delta_x = \delta_\theta - \frac{\Delta_{nx}}{2} - \frac{\Delta_{ex}}{2} = \frac{\Delta_{nx}}{2L_n} (L_n + 2L_x + L_\theta) - \frac{\Delta_{ex}}{2}. \quad (3.6)$$

Тут позначено Δ_{ex} – сумарний зазор у верхніх направляючих.

Вимірювання реальних зазорів діючих КГШП показує, що в більшості випадків має місце нерівномірне регулювання зазорів, яке може привести до повної односторонньої виборки зазора у верхніх направляючих як в одну, так і в іншу сторону. Виключний варіант з повним одностороннім вибором верхнього зазору як технічно недопустимий, з урахуванням нормального закону розподілу

зазорів можна припустити, що в більш високому випадку зазор у верхніх направляючих розміщений в одній стороні на величину $0,25 \Delta_{vx}$, а зазор у нижніх направляючих розміщений в іншій стороні на величину $0,25 \Delta_{nx}$. Тоді прогин хобота складе:

$$\delta\theta \frac{\Delta_{nx}}{4} \frac{\Delta_{ex}}{4} \frac{\Delta_{nx}}{4L_n} (3L_n + 4L_x + 2L_e) \frac{\Delta_{ex}}{4} \quad (3.7)$$

При розрахунку міцності хобота слід виходити з гірших умов його роботи, тоді слід приймати максимальну величину прогину хобота за формулою (3.7). При розрахунку контактної міцності нижніх направляючих із збільшенням запасу їх міцності необхідно прийняти меншу величину прогину хобота за формулою (3.6) і прийняти, щоб нижні направляючі сприймали більше навантаження.

Дійсне значення реакції у верхніх направляючих визначається з рівняння зігнутої лінії при згині хобота як балки змінного перетину при згині хобота, що визначається за формулою (3.6) або (3.7)

$$\frac{d^2x}{dy^2} = \frac{R_{3x}(L_{xp}-y)}{E \cdot J_z}, \quad (3.8)$$

де R_{3x} – реакція у верхніх направляючих при навантаженні в площині XOY ;

L_{xp} – розрахункова довжина хобота, рівна $L_x + L_e/2$;

y – відстань від тіла повзуна до перетину хобота;

E – модуль пружності матеріалу хобота повзуна;

J_z – момент інерції перетину хобота відносно осі Z .

У першому приближенні зміну моменту інерції перетину хобота можна представити по лінійній залежності [9, 12]

$$J_z = J \left(1 - \frac{y}{L_{xp}} (1 - k_j) \right)_{zmax}$$

де J_{zmax} – максимальний момент інерції в основі хобота;

k_j – коефіцієнт співвідношення мінімального J_{zmin} і максимального J_{zmax} моментів інерції перетину

$$k_j = \frac{J_{zmin}}{J_{zmax}}$$

У такому випадку максимальний прогин хобота під дією зусилля R_{3x} знаходиться після двократного інтегрування рівняння пружної (3.8) для максимального розташування $y = L_{xp}$

$$\delta_{max} = \frac{R_{3x} L_{xp}^3 [1 - 4k_j + k_j^2 (3 - 2 \ln(k_j L_{xp}) + 2 \ln(L_{xp}))]}{2EJ(k_j - 1)^3} \quad (3,9)$$

Таким чином, реакція R_{3x} , обумовлена прогином δ_{xmax} хобота, що визначається залежно від (3.6) або (3.7), буде рівною

$$R_{3x} = \frac{2\delta_{max} EJ_{zmax} (k_j - 1)^3 k_j}{L_{xp}^3 [1 - 4k_j + k_j^2 (3 - 2 \ln(k_j L_{xp}) + 2 \ln(L_{xp}))]} \quad (3.10)$$

Рішення умов статички повзуна під дією зовнішніх сил при відомій реакції R_{3x} буде мати вид:

– переднє навантаження

$$\left. \begin{aligned} R_{1xn} &= \frac{-P_d x - P_u x_u + G x_g - R_{3x} b_1 - (G - P_u - P_d) a_2 \operatorname{tg}(\beta + \gamma)}{L_H - 2k_r}; \\ R_{2xn} &= \frac{-P_d x - P_u x_u + G x_g - R_{3x} b_2 + (G - P_u - P_d) a_1 \operatorname{tg}(\beta + \gamma)}{L_H - 2k_r}; \end{aligned} \right\} \quad (3.11)$$

– заднє навантаження

$$\left. \begin{aligned} R_{1x3} &= \frac{P_d x + P_u x_u - G x_g - R_{3x} b_1 + (G - P_u - P_d) a_2 \operatorname{tg}(\beta + \gamma)}{L_H - 2k_r}; \\ R_{2x3} &= \frac{P_d x + P_u x_u - G x_g - R_{3x} b_2 + (G - P_u - P_d) a_1 \operatorname{tg}(\beta + \gamma)}{L_H - 2k_r}; \end{aligned} \right\} \quad (3.12)$$

де R_{1xn}, R_{1xz} – відповідно нижня реакція в основних напрямляючих при передньому і задньому навантаженні;

R_{2xn}, R_{2xz} – відповідно верхня реакція в основних напрямляючих при передньому і задньому навантаженні.

Коефіцієнти a_1, a_2, b_1, b_2 в залежностях (3.11) і (3.12) визначаються таким чином:

$$\begin{aligned} a_1 &= \mu \frac{r_B}{\sin(\beta + \gamma)} + \frac{x_B}{\operatorname{tg}(\beta + \gamma)} + y_B + h_B - K_r; \\ a_2 &= -\mu \frac{r_B}{\sin(\beta + \gamma)} - \frac{x_B}{\operatorname{tg}(\beta + \gamma)} - y_B + L_n - h_B - K_r; \\ b_1 &= L_{xp} - L_n + h_B + K_r; \quad b_2 = L_{xp} + h_B - K_r. \end{aligned}$$

Навантаження повзуна позацентровим технологічним зусиллям в площині ZOY паралельно осі головного вала також призводить до перекосу повзуна в основних і додаткових напрямляючих. Величина перекосу повзуна і максимальний прогин хобота визначаються залежно від (3.6) і (3.7), але з урахуванням того, що величини зазорів у напрямляючих Δ_{nz} і Δ_{sz} уздовж осі Z можуть відрізнятись від правильних зазорів у напрямку осі X . При визначенні реакції R_{3z} у верхніх напрямляючих, обумовлених прогином хобота за формулою (3.10), необхідно приймати момент інерції J_{xmax} перетину хобота відносно осі X .

Рішення умов статичного балансу визначає величину реакцій у нижніх напрямляючих, якщо реакція у верхніх напрямляючих, обумовлена прогином хобота, визначена за формулою (3.10), з урахуванням вищевикладених зауважень має вид

$$\left. \begin{aligned} R_{2z} &= \frac{\pm P_{dz} - R_{3z}(L_{xp} + h_B - K_r)}{L_n - 2K_r}; \\ R_{1z} &= R_{2z} + R_{3z}. \end{aligned} \right\} \quad (3.13)$$

Верхній знак приймається для правого навантаження, нижній знак – для лівого.

Таким чином, алгебраїчні залежності, що визначають величину реакцій в контактні повзуна з направляючими, спільно з залежностями для визначення величини максимального прогина хобота і реакцій у верхніх направляючих, представляють собою математичну модель для розрахунку повзунів з додатковими направляючими.

Визначення величини реакцій не є самоціллю, але їх аналіз дозволяє визначити ряд важливих положень. Таким чином, аналіз змін реакцій дозволяє визначити можливі положення повзуна, положення рівнодійної технологічної дії, при якому зникає контакт в одній з нижніх точок і починається розвантаження хобота від максимального прогина. При подальшому зменшенні навантаження відбувається відрив повзуна від верхніх направляючих, і повзун виявляється притисненим по всій площині до однієї з нижніх направляючих. Положення, коли повзун не має перекосу, є найбільш бажаним з точки зору умов роботи штампів і забезпечує найбільшу точність одержуваних виробів.

Аналіз величини реакцій дозволяє визначити умови міцності хобота повзуна. Після контакту повзуна з направляючим хоботом відчувається отримує найбільший, який у подальшому зі збільшенням у технологічної навантаження не збільшується. Це положення і величина реакції є кінцевим станом хобота при розрахунку його на міцність. З іншого боку, при подальшому збільшенні технологічних зусиль збільшується навантаження на направляючі планки і такий стан є основою для розрахунку їх на контактну міцність.

3.1.3 Діаграма допустимих зусиль на повзуні

Допустимі зусилля на повзуні обмежуються двома факторами – міцністю хобота або величиною контактних напружень в зоні контакту повзуна з направляючими. Очевидно, що досить точну міцність хобота завжди можна забезпечити конструктивними заходами, наприклад, збільшенням площі та моменту протидії поперечного перетину. Аналіз конструкцій повзунів сучасних КГШП показує, що величина сумарного напруження в небезпечних перетинах повзунів практично не перевищує половини допустимих значень. В той же час

дослідники відзначають підвищене зношування напрямних планок і кромки повзуна [6, 9, 11]. Тому розрахунок діаграми нецентрального навантаження необхідно проводити за величиною середнього контактної тиску $[q]_{cp}$. Вважається, що в додаткових направляючих контакт відбувається по всій довжині направляючої частини хобота і площа контакту значно перевищує площу контакту в основних направляючих.

У такому випадку величина допустимих реакцій R_{∂} в основних направляючих за умовою обмеження питомого зусилля в направляючих визначається за формулою:

$$R_{\partial} \leq [q_{cp}] a_k b_{\Sigma}, \quad (3.14)$$

де $[q_{cp}]$ – середньодопустимий контактне тиск в направляючих;

a_k – довжина площадки контакту повзуна з направляючими;

b_{Σ} – сумарна ширина направляючих у відповідній площині навантаження.

Розподіл тиску по довжині зони контакту приймається близьким до трикутного [9], параболічного [5] або навіть прямокутного [7]. Якщо прийняти трикутний закон розподілу нормальних контактних тисків на площі контакту повзуна і направляючих, а довжину зони контакту рівною $L_{n/9}$, то залежність (3.14) прийме вид:

$$R_{\partial} \leq \frac{[q_{max}]_{n\Sigma}}{18}. \quad (3.15)$$

З урахуванням запасу міцності величину допустимого максимального питомого зусилля $[q]_{max}$ рекомендується приймати рівною 15–20 МПа для чавунних направляючих і 25–40 МПа для бронзових.

Характер зміни реакцій в контакті повзуна з направляючими і значеннями допустимих навантажень необхідно розглядати окремо у двох взаємно перпендикулярних площинах.

Навантаження повзуна в площині ZOY

В залежності від величини зміщення зусилля контакт повзуна з направляючими може відбуватися в трьох точках одночасно або в двох точках у верхніх і нижніх направляючих. При зміщенні навантаження більше $\pm z_0$ має місце контакт повзуна з направляючими в трьох точках. Хобот повзуна має при цьому максимальний прогин і реакція у верхніх направляючих R_{z3} залишається постійною. Нижня реакція в основних направляючих R_{z1} завжди більше верхньої R_{z2} , тому підставляючи значення допустимої реакції у (3.15) не важко отримати залежність для визначення допустимого зусилля на повзуні :

$$P_{\partial Iz} = \frac{R_{\partial}(L_n - 2K_r) + R_{z3}[L_{xp} + h_B - K_r]}{\mp z}. \quad (3.16)$$

Знак мінус тут і далі приймається для навантаження вліво від центру повзуна, знак плюс – для навантаження вправо. При зміщенні навантаження $\pm z_0$ реакція R_{z2} стає рівною нулю, і повзун має дві точки контакту з направляючими – одна точка в нижніх і одна точка у верхніх направляючих. Реакції R_{z1} і R_{z3} рівні один одному $R_{z11} = R_{z31}$ і при зменшенні z знижуються до нуля в точці геометричного центру повзуна.

Допустимі зусилля на повзуні в зоні II_z визначаються аналогічним чином

$$P_{\partial IIz} = P_{IIz}(z) + P_{\partial Iz}(z_0) - P_{IIz}(z_0), \quad (3.17)$$

де P_{IIz} функція координати z , що визначається з виразу:

$$P_{IIz} = \frac{R_{\partial}(L_{xp} + h_B - K_r)}{\mp z}; \quad (3.18)$$

$P_{\partial Iz}(z_0)$ і $P_{IIz}(z_0)$ – відповідно значення зусилля $P_{\partial Iz}$ і P_{IIz} при $z = z_0$.

Необхідно відмітити, що діаграма допустимих зусилля в площині ZOY симетрична відносно геометричного центру повзуна. Допустимі зусилля в зоні II_z за формулою (3.16) приблизно на порядок перевищують номінальне зусилля преса, тому достатньо обмежуватися визначенням допустимих зусиль за

формулою (3.16). Існує єдине нестійке положення рівноваги при $z = 0$, коли всі реакції рівні нулю і повзун розташований без перекосу в геометричному центрі.

Навантаження повзуна в площині XOY

При навантаженні повзуна в площині XOY, перпендикулярній осі головного вала, характер розподілу реакцій більш складний. На відміну від навантаження в площині ZOY тут наявна постійна горизонтальна складова R_g сили зі сторони шатуна R_{AB} , обумовлена особливостями кінематики виконавчого механізму, що призводить до істотної зміни розподілу реакцій і положення повзуна.

Як і при навантаженні в площині ZOY при значних навантаженнях (у зонах I і II) повзун має три точки контакту з направляючими, хобот повзуна піддається максимальному прогину і реакція у верхніх направляючих залишається постійною. При позитивному дезаксіалі і передньому навантаженні величини реакції R_{2n} завжди більше реакції R_{1n} , а при задньому навантаженні величини реакції R_{13} завжди більше реакції R_{23} . При негативному дезаксіалі спостерігається зворотне співвідношення. Крім того, реакції в направляючих при передньому і задньому навантаженні значно відрізняються від величини при однаковій величині розміщення навантаження. Враховуючи, що для виконавчих механізмів пресів для гарячої штамповки завжди рекомендується позитивний дезаксіал, в подальшому розглядається тільки варіант виконавчого механізму, в якому $\beta + \gamma \geq 0$.

Допустимі зусилля на повзуні за умови забезпечення заданого максимального тиску в зонах I і II після встановлення допустимого зусилля на нижні направляючі за (3.15) у вираженні для реакцій R_{2xr} і R_{1xz} :

$$P_{\partial I} = \frac{R_{\partial}(L_H - 2K_r) + P_u(x_u - a_1 \operatorname{tg} \beta \gamma) - G_p(x_g - a_1 \operatorname{tg} \beta \gamma) + R_{3x} b_2}{a_1 \operatorname{tg} \beta \gamma - x}; \quad (3.19)$$

$$P_{\partial II} = \frac{R_{\partial}(L_H - 2K_r) + P_u(x_u + a_2 \operatorname{tg} \beta \gamma) - G_p(x_g + a_2 \operatorname{tg} \beta \gamma) - R_{3x} b_1}{\tan(\beta + \gamma) a_2 + x}. \quad (3.20)$$

При зміщенні зусилля менше x_{1n} або x_{23} одна з реакцій у нижніх направляючих стає рівною нулю і при подальшому зменшенні зміщення прогин хобота починає знижуватися, що призводить до зниження реакцій у верхніх направляючих (зони III і IV). Одночасно зі зменшенням прогина хобота починає вирівнювання повзуна і поступове збільшення довжини зони контакту ползуна з направляючими. Якщо в зонах I і II вона складала приблизно $L_n/9$, то тепер вона становить не менше $L_n/3 \dots L_n/5$. При зміщенні x_{3p} або x_{3z} прогин повністю зникає, реакція R_{3x} стає рівною нулю, і повзун залишається повністю притисненим до однієї з нижніх направляючих. Якщо прийняти, що при вирівнюванні повзуна довжина зони контакту збільшується від $L_n/9$ до $L_n/4$ за лінійним законом, то тоді допустиме зусилля повинно визначатися за формулою

$$\text{– зона III} \quad R_{\partial III} = R_{\partial} \left(1 + \frac{x - x_{1n}}{x_{3n} - x_{1n}} \right); \quad (3.21)$$

$$\text{– зона IV} \quad R_{\partial IV} = R_{\partial} \left(1 + \frac{x - x_{23}}{x_{33} - x_{23}} \right). \quad (3.22)$$

Таким чином, допустиме зусилля на повзуні при навантаженні в зоні III або IV визначається за формулами

$$\text{– зона III} \quad P_{\partial III} = R_{\partial III}(x) + P_{\partial I}(x_n) - P_{III}(x_n), \quad (3.24)$$

$$\text{– зона IV} \quad P_{\partial IV} = R_{\partial IV}(x) + P_{\partial II}(x_3) - P_{IV}(x_3), \quad (3.25)$$

де P_{III} , P_{IV} – відповідно функції координат x_n або x_3 , визначені за формулами

$$P_{III} = \frac{-b_1 R_{\partial III} - P_u(a_3 \operatorname{tg} \beta + x_u) + G_p(\gamma a_3 \operatorname{tg} \beta + x_g)}{a_3 \operatorname{tg} \beta + x_n}; \quad (3.26)$$

$$P_{IV} = \frac{R_{\partial IV} b_2 - P_u(a_3 \operatorname{tg} \beta + x_u) + G_p(a_3 \operatorname{tg} \beta + x_g)}{a_3 \operatorname{tg} \beta + x_3}. \quad (3.27)$$

Схема позацентрових навантажень на повзуні КГШП має вид, показаний на рис. 3.5 У зонах III і IV графік допустимих зусиль відхиляється від попередніх кривих ab' і cd' і допустиме зусилля стає меншим, ніж при умові існування всіх трьох реакцій.

У точках b і d , відповідним координатам x_{3p+} і x_{3z+} ползун повністю притискається до однієї з направляючих. У результаті збільшення площі контакту величина внутрішнього контактного зусилля в зоні V скачкоподібно знижується на один-два порядку. Тому можна прийняти, щоб у зоні V допустиме зусилля на повзуні було вище номінального зусилля преса і тоді ширина зони Δx_n є шириною зони номінального зусилля.

Ширина Δx_n зони номінального зусилля визначається координатами величини розміщення x при рівні нулю реакцій у верхніх направляючих і поєднується із зоною стійкого положення повзуна Δu

Важливо, що середина зони номінального відзначення зусилля не співпадає з геометричним центром повзуна, а складається з серединною зоною стійкого положення повзуна .

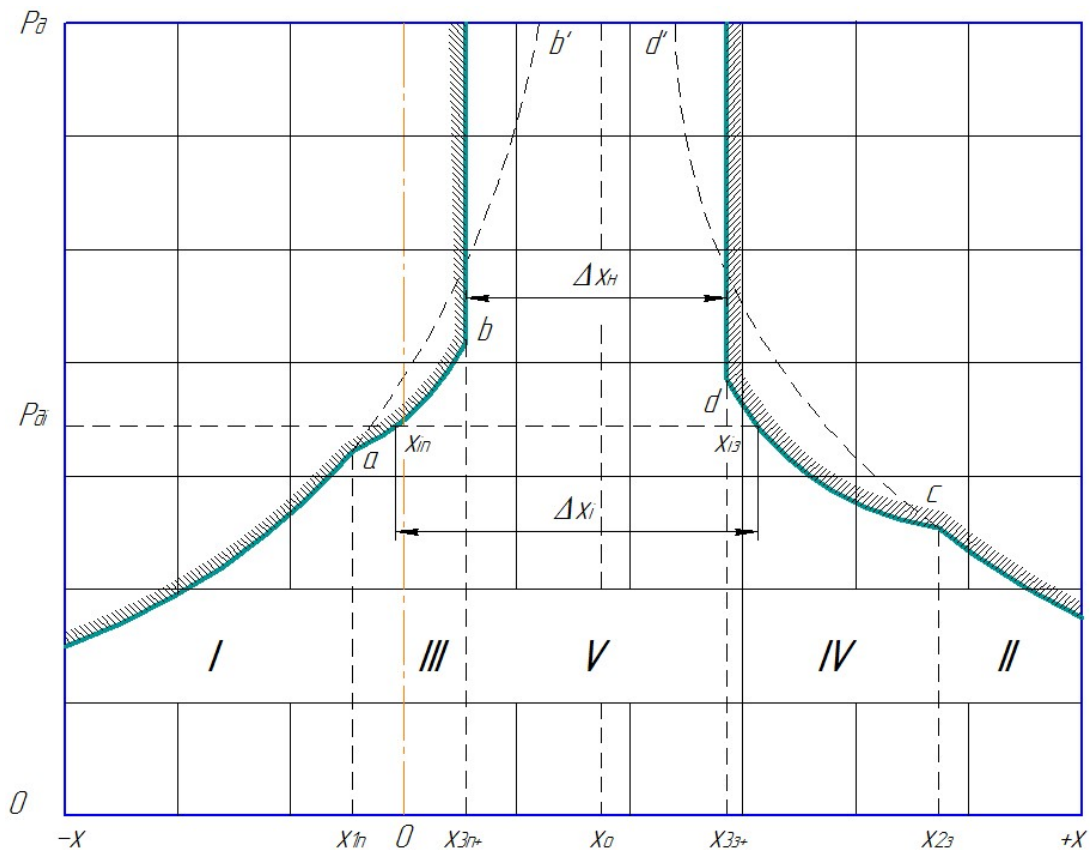


Рисунок 3.6 – Побудова діаграми не центральних навантаження повзуна КГШП в площині XOY

Ширина і напрямок розміщення зони номінального зусилля істотно залежать від величини дезаксіала ГВМа. При збільшенні абсолютного значення ступеня дезаксіала відбувається постійне збільшення ширини зони і її розміщення відносно центру повзуна (рис. 3.7). При цьому завжди є значення ступеня дезаксіала $\varepsilon_0 < 0$, при якому ширина зони рівна нулю.

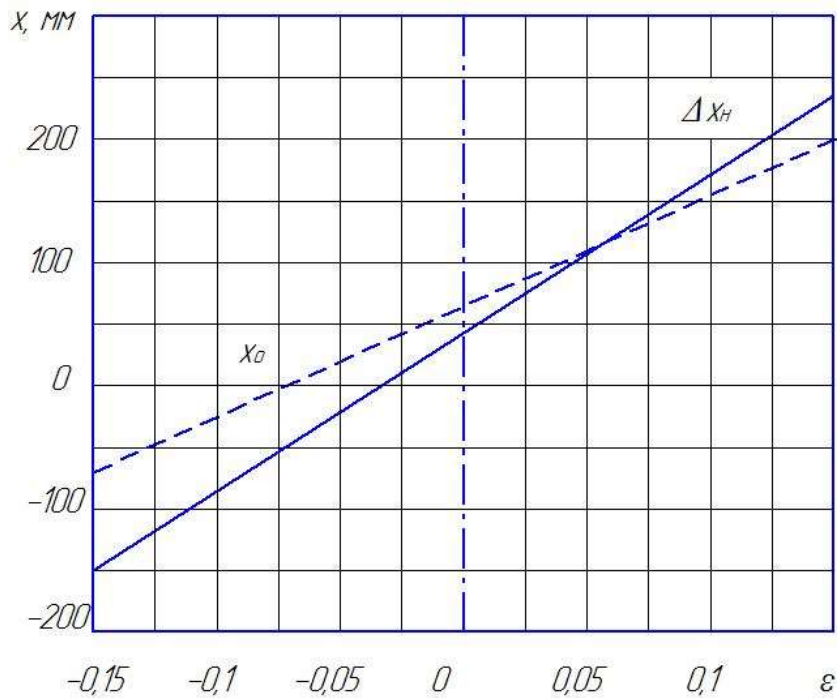


Рисунок 3.7 – Залежність параметрів зони номінального зусилля від ступеня дезаксіала ГВМа

Із рис. 3.7 випливає перевага дезаксіального механізму. Так, при збільшенні ступеня дезаксіала ε до значень $+(0,05 \dots 0,2)$ призводить до значного збільшення ширини зони та стійкості повзуна при розміщенні остаточного переходу штамповки в зоні V .

При розгляданні навантаження повзуна в двох взаємно перпендикулярних площинах цдоцільно визначити сумісну діаграму позацентрового навантаження повзуна. Якщо прийняти припущення, що технологічне навантаження може одночасно поміщатися вздовж осі X і осі Z , зону допустимих навантажень можна визначити як еліпси, напівосі яких рівні межі зони допускаються зусиллями у площині ZOY і площині XOY . У плоскості ZOY еліпс розташований симетрично, а розміщення центру еліпсу по осі X визначається з умови (5.23). Загальна

діаграма допустимих нецентральных зусиль на користування КГШП номінальним зусиллям $P_n = 25$ МН представлена на рис. 3.8. Области, в яких допускається використання відповідно $0,8 P_n$, $0,6 P_n$ і $0,4 P_n$ на рисунках, показаних відповідними еліпсами.

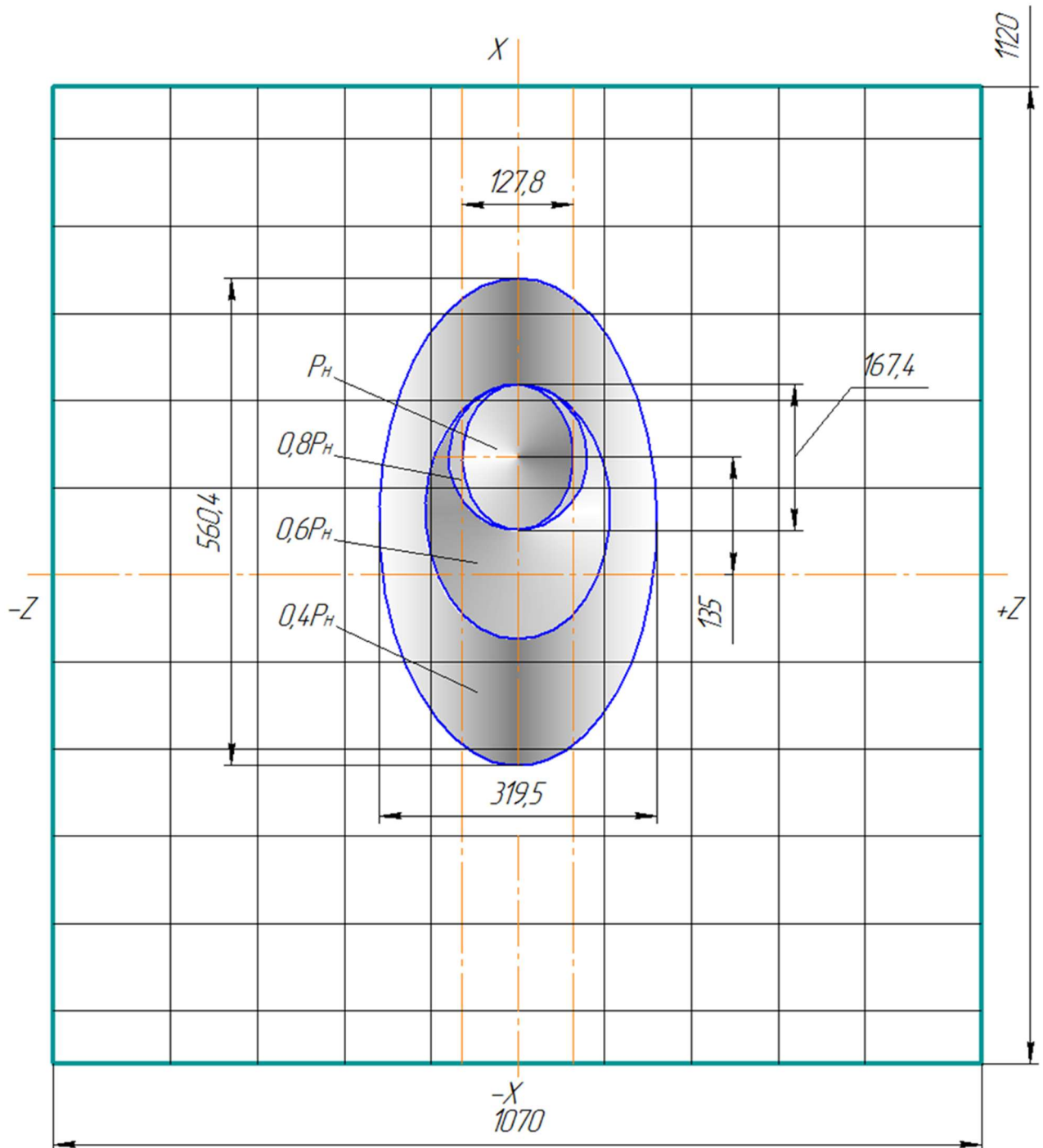


Рисунок 3.8 – Діаграма позацентрального навантаження повзуна КГШП номінальним зусиллям 25 МН

3.2 Експериментальні дослідження силових умов навантаження повзунів

Основна задача експериментального дослідження силового режиму роботи повзунів складалася в перевірці гіпотез, прийнятих при теоретичних розрахунках. У результаті експериментального дослідження було необхідно визначити співвідношення сил, діючих на направляючі зі сторони повзуна при зміні величини технологічного зусилля, ексцентриситета, величини зазорів у направляючих та їх розподіл у верхніх і нижніх направляючих і порівняти їх з теоретичними значеннями.

Дослідження проводились на експериментальній установці, що є фізичною моделлю кривошипно-повзунного механізму, ідентичного тому, що використовується в КГШП зусиллям 25 МН (рис.3.9) . Установка представляє собою кривошипно-повзунний механізм з повзуном 1, обладнаним додатковими направляючими. Повзун переміщується у вертикальному напрямку відносно направляючих 2 і 3 , але опирається не на направляючі планки, а на два нижніх виштовхувача 7, які стикаються з нижніми вимірювальними балками 6 . До повзуну жорстко прикріплена верхня балка 8 , імітуюча хобот повзуна. Верхня балка упирається в регульований упор 9 . Для скорочення кількості вимірюваних параметрів передбачено застосування навантаження тільки в лівій половині повзуна, тобто при його перекосі по часовій стрілці. Тем не менше, зміну напрямку повороту валу, тобто кут нахилу шатуна відносно вертикальної осі, можна імітувати розміщенням точки дотику повзуна як до лівої, так і правої направляючої, що відповідає задньому і передньому навантаженню повзуна КГШП. Варіація величини зазорів у нижніх направляючих забезпечується змінними прокладками 10 під нижніми балками 6 і регульовальними винтами 11 , а у верхніх направляючих – положенням регульованого упору 9 . Навантаження на повзуні створюється за допомогою упора 5 , який може поміщатися в горизонтальній площині, імітуючи ексцентричне прикладання навантаження. Упор діє на тарирувальну тарільчасту пружину, імітуючи жорсткий удар, як найбільш несприятливу умову навантаження повзуна при оцінці його стійкості.

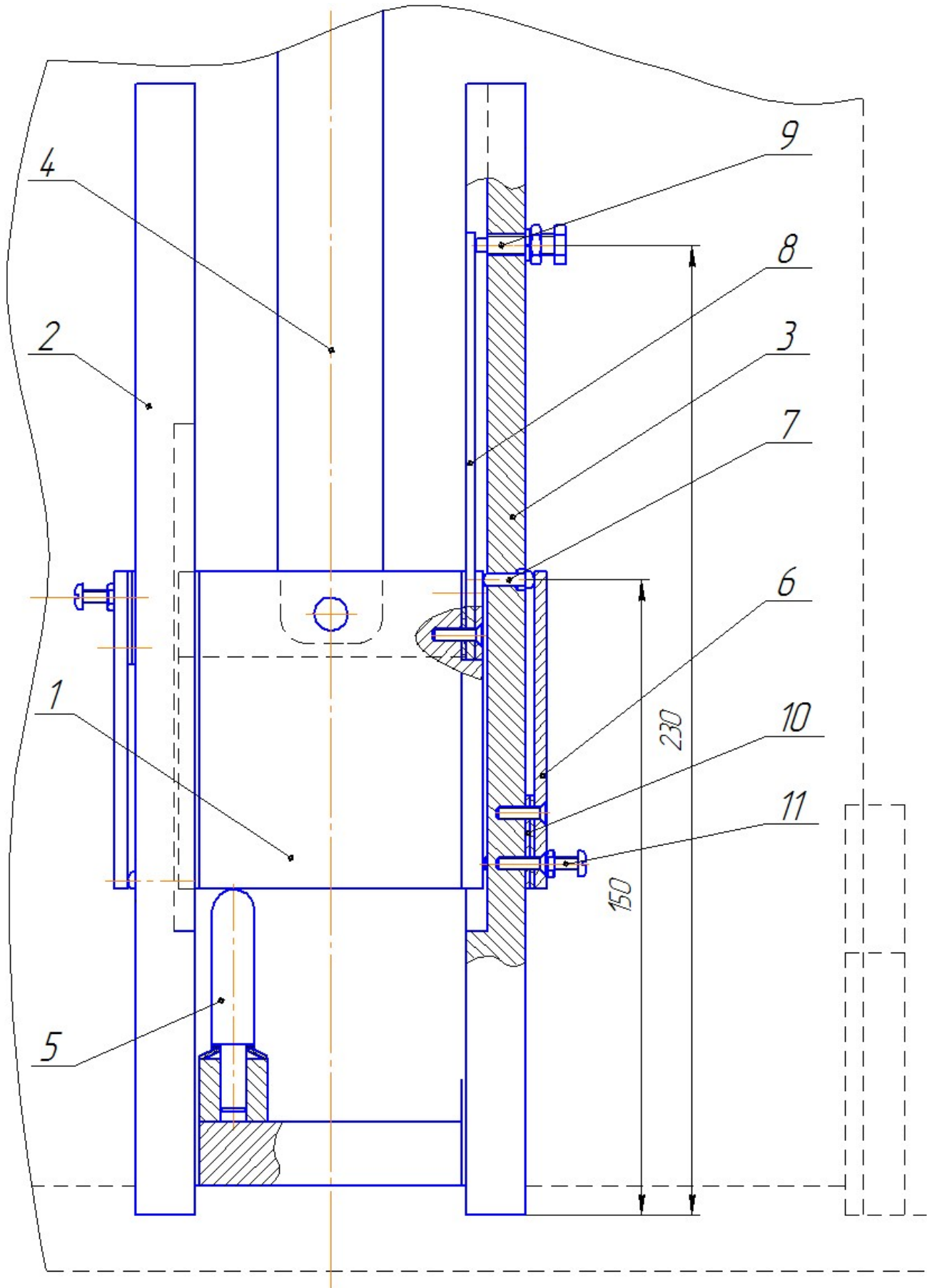


Рисунок 3.9 – Експериментальна установка повзуна

Нижня і верхня балки виготовлені з пружинної сталі 65Г, термічно оброблені до твердості HRC 45...50 і є вимірювальними елементами. На боковій поверхні балок наклеєні тензOMETричні датчики типу ПКП-15, з'єднані в напівмостову схему і підключені до тензOMETричного трьохканального підсилювача. При перекосі повзуна в результаті ексцентричного додатка зусилля величина реакції в точках контакту повзуна з опорними елементами визначається за величиною прогину балок і фіксується в комп'ютері.

Верхня балка виготовлена у вигляді балки зі змінним перетином. Ширина балки змінюється від 25 мм у нижній частині (у місці кріплення до повзуна) до 10 мм у верхній частині в точці контакту з упором 9. Тим самим імітується змінний перетин хобота повзуна КГШП зі зміною моменту інерції перетину за лінійним законом.

Зовнішній вид експериментальної установки з датчиками показаний на рис. 3.10.

У процесі дослідження вимірювалися зусилля в трьох точках контакту повзуна з направляючими планками. Зусилля на повзуні P_{θ} створювалось за рахунок прикладання к валу кривошипно-повзунного механізму заданого крутного моменту. Варіація величини зазорів у направляючих відбувалась за допомогою регулювальних гвинтів. Дослідження проводились при фіксованих зміщеннях з зусиллями на повзуні, рівних 23, 20, 6 мм, а також при центральному навантаженні.

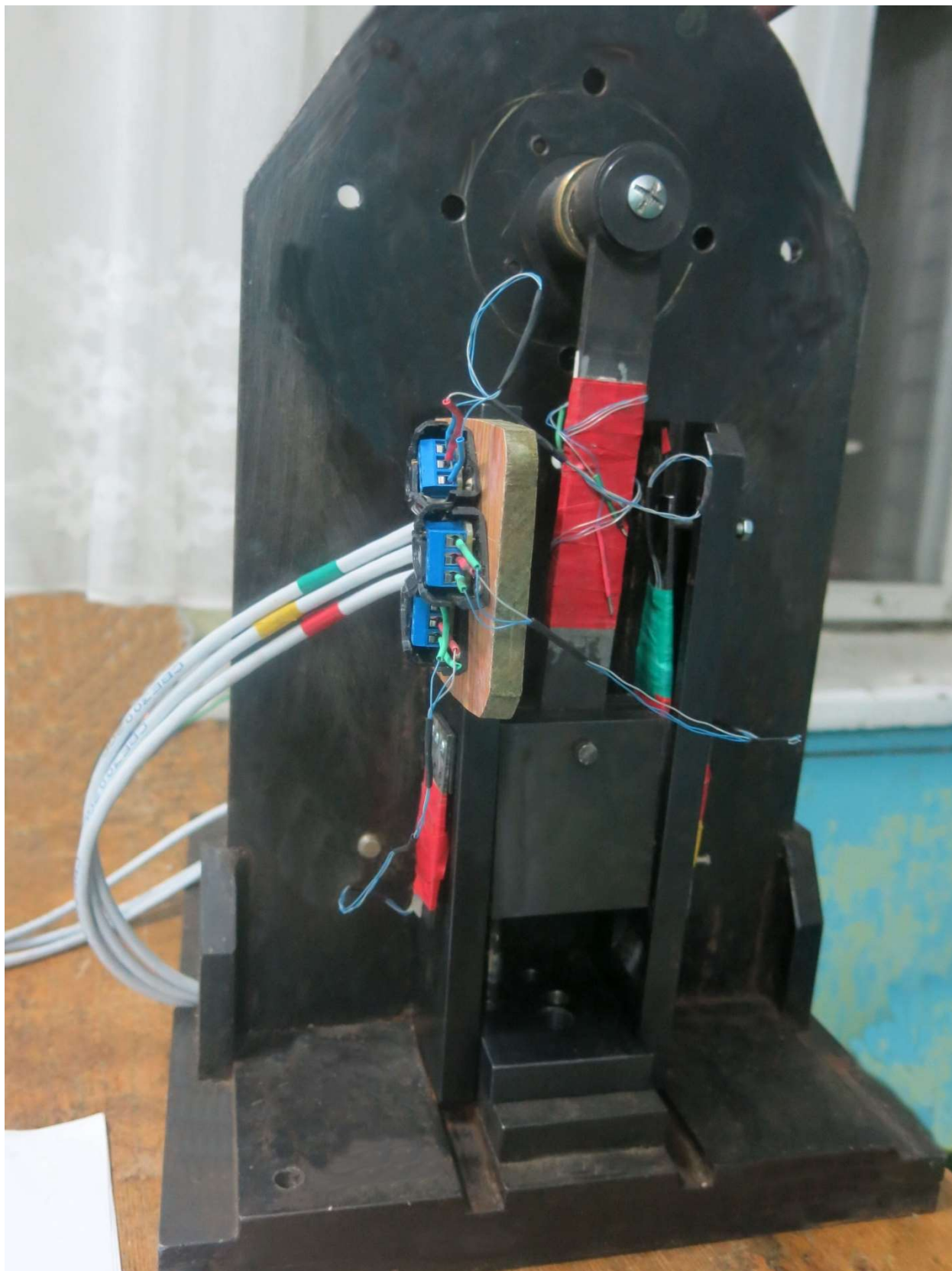


Рисунок 3.10 – Експериментальна установка для дослідження стійкості ползуна

На рис. 3.11 і рис. 3.12 показані осцилограми, що ілюструють зміну відповідних відносних сил у точках контакту. У верхньому вікні показано вимірювання зусилля у верхніх додаткових направляючих (у розрахунках реакції R_3), у середньому вікні – зусилля у верхній частині нижніх направляючих (у розрахунках реакції R_2) і в нижньому вікні – зусилля в нижній частині нижніх направляючих (у розрахунках реакції R_1).

Результати експериментальних досліджень підтверджують правомірність передположок, прийнятих при теоретичному розрахунку. При довірчій ймовірності 0,95 довірчий інтервал випадкової помилки вимірювання максимальних значень реакцій становить не більше $\pm 1,6 \dots 1,94$. Експериментальний критерій адекватності (критерій Фішера) $0,7 \dots 0,74$ менше теоретичного значення, рівно 3,25. Результати обробки експериментальних даних наведені в додатках.

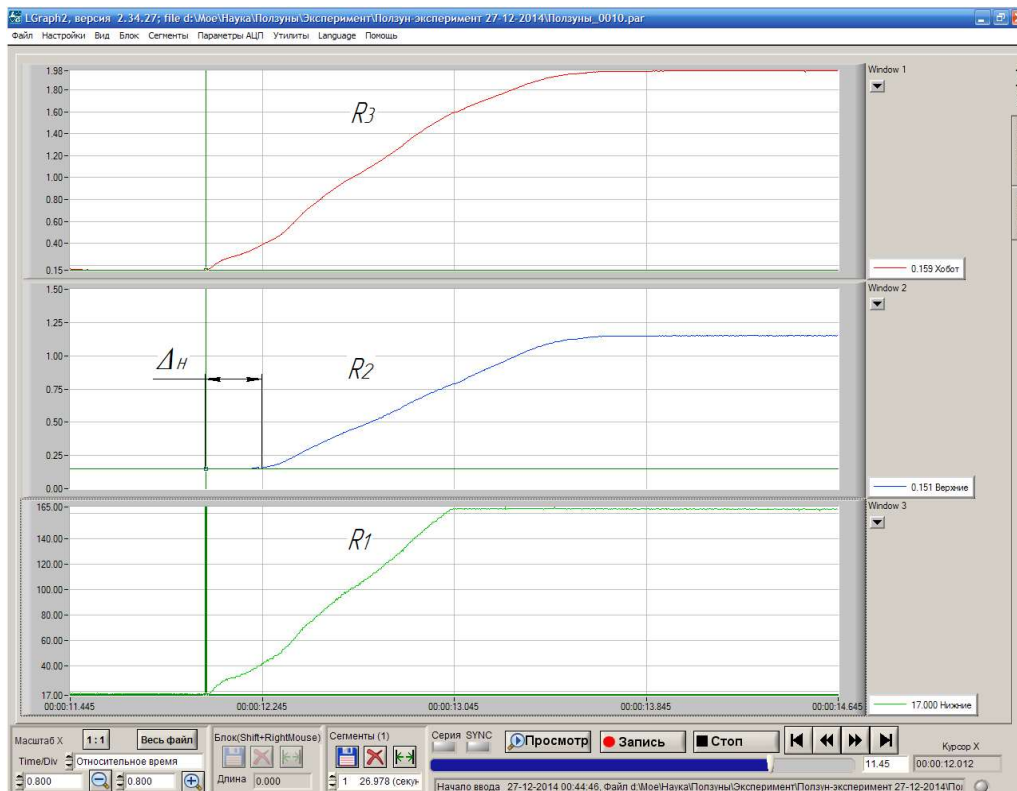


Рисунок 3.11 – Осцилограма при зміщенні зазорів у верхніх направляючих до тилу преса

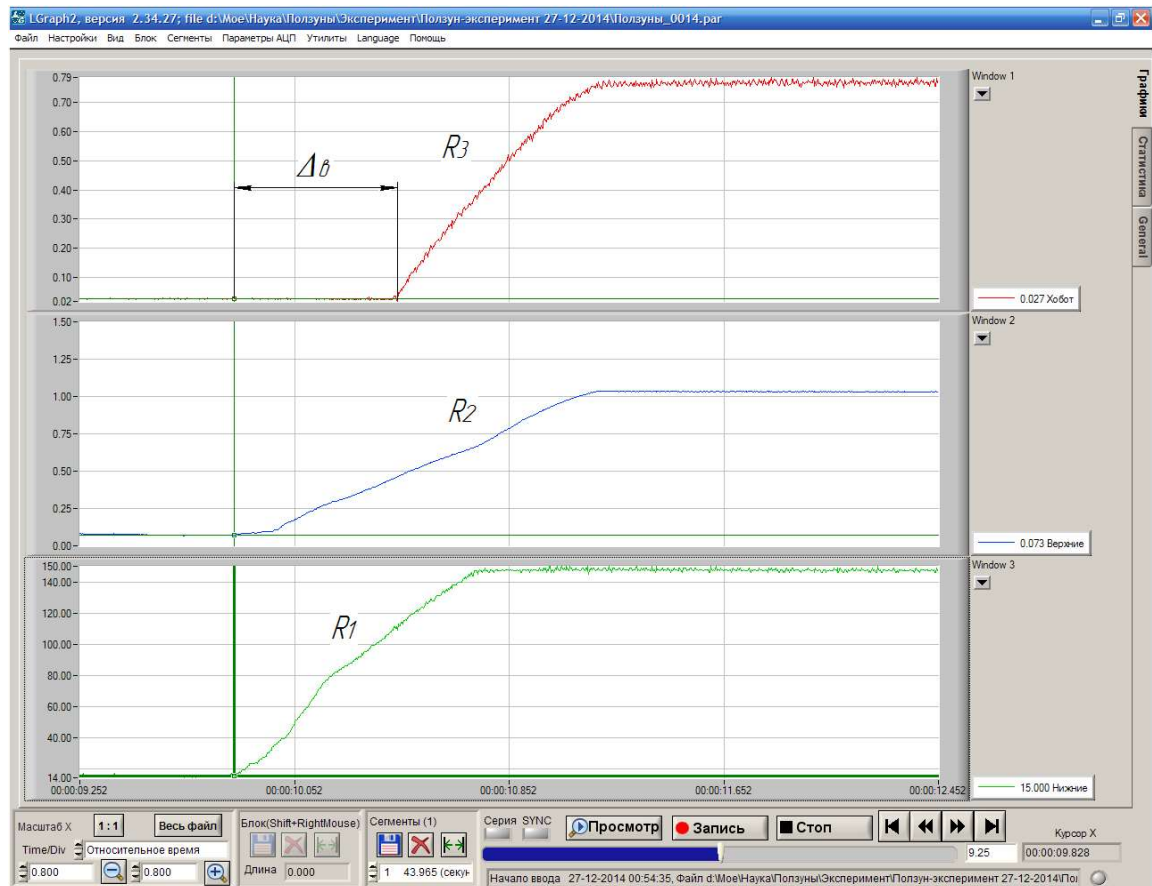


Рисунок 3.12—Осцилограма при зміщенні зазору у верхніх направляючих до фронту преса

При збільшенні зусиль на повзуні в разі рівних зазорів у верхніх (Δ_{ϵ}) і нижніх (Δ_{η}) направляючих або зміщенні зазора Δ_{ϵ} тилу преса спочатку відбувається одночасний контакт зазорів у останніх частинах нижніх направляючих (виникає реакція R_1) і у верхніх направляючих (виникає реакція R_3). По мірі збільшення зусиль P_{δ} відбувається збільшення опорних реакцій і одночасно збільшується згин хобота. При досягненні P_{δ} рівному критичному значенню $P_{\delta_{кр}}$ починається контакт повзуна з верхньою частиною нижніх направляючих (виникає реакція R_2).

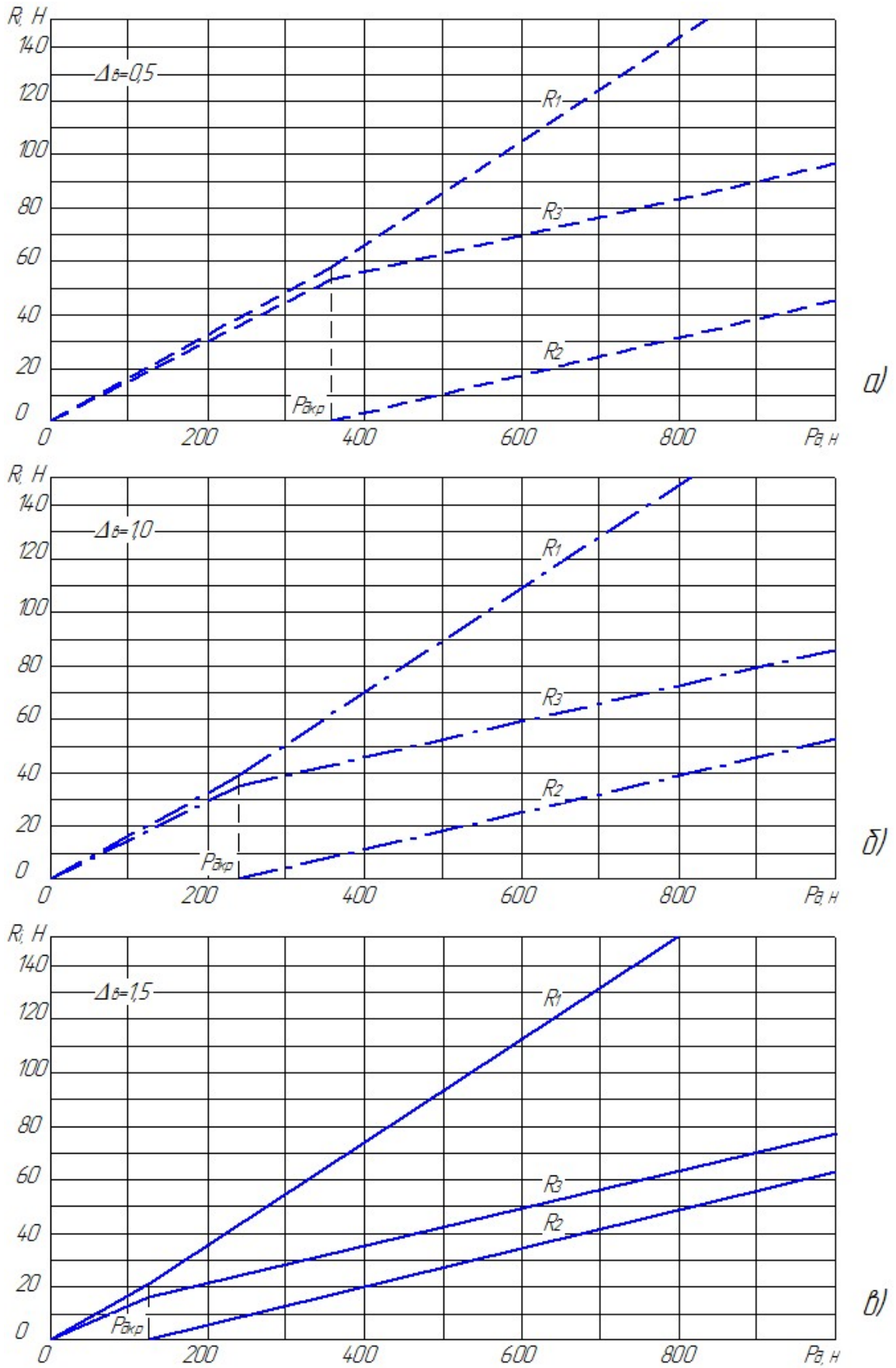


Рисунок 3.13 – Залежність реакції в точках контакту від зусиль на повзуні

При збільшеному зазорі у верхніх направляючих або його розміщенні до фронту преса змінюється картина розподілу реакцій (рис. 3.14). Спочатку має місце контакт повзуна з основними направляючими (виникають реакції R_1 і R_2), а потім відбувається контакт з верхніми направляючими. В залежності від величини зазорів в верхніх або нижніх направляючих в їх верхній частині контакту може взагалі не бути. Очевидно, що в такому випадку хобот повзуна свою роль повністю не виконує.

Результати дослідження впливу величини зазору у верхніх Δ_6 направляючих на величину реакцій у контактних точках показані на рис. 3.14. Зазор в нижніх направляючих прийнятий постійним (рівним 1 мм), а зазор у верхніх направляючих змінився від 0,5 мм до 1,5 мм.

При збільшенні зазору в верхніх направляючих контакт повзуна в верхній частині основних направляючих відбувається при меншому критичному зусиллі $P_{дкр}$. При подальшому збільшенні зусиль на повну кількість реакцій R_1 збільшується, а реакції R_2 і R_3 знижуються. Однак у цілому з результатів експериментів і теоретичних розрахунків випливає, що при зміні зазорів значення реакцій змінюються незначно, що показано на рисунку 3.14.

Пружна контактна податливість повзуна і направляючих призводить до деякого зниження контактних тисків у всіх точках контакту повзуна (до 3...5%), що пов'язано, перш за все, зі збільшенням контактної поверхні.

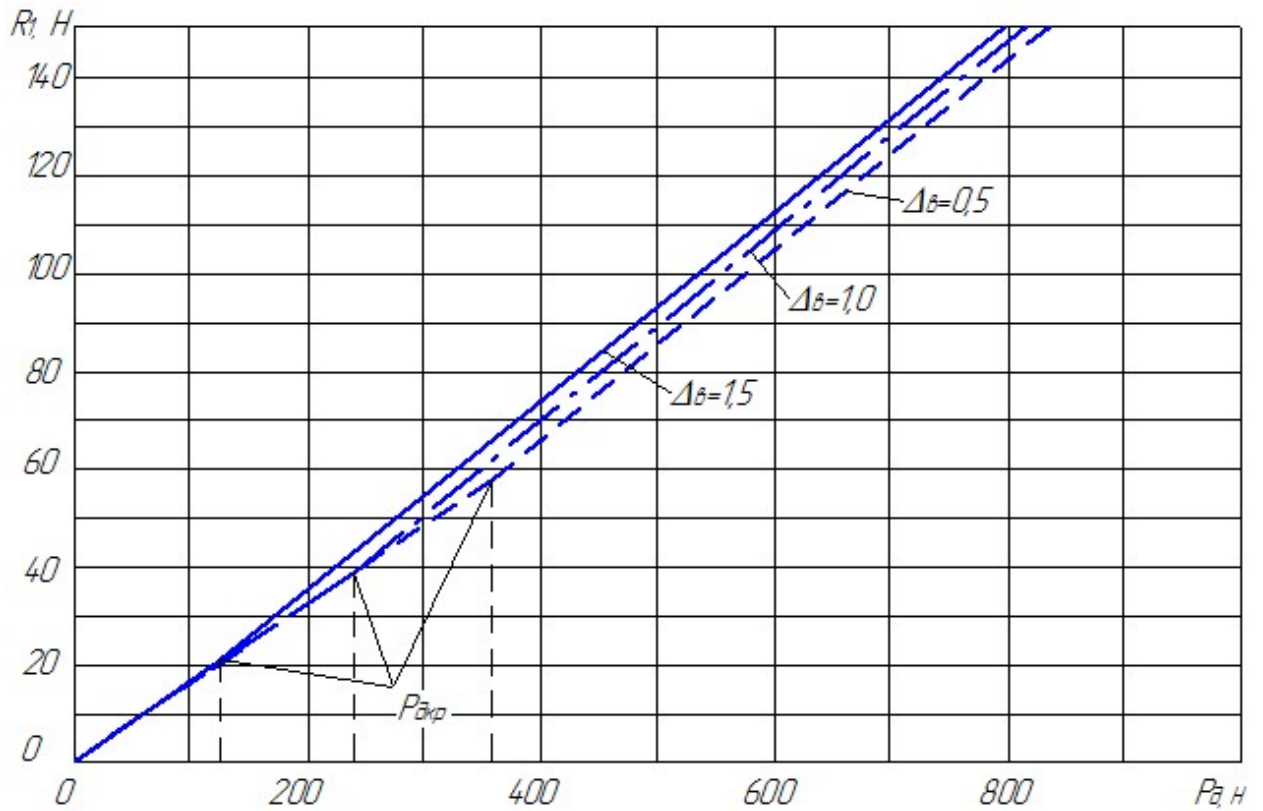


Рисунок 3.14 – Вплив зазора Δ на величину максимальної реакції R_1

В підсумку це дає підставу розрахунок контактних тисків у направляючих за отриманими залежностями без урахування зазорів у направляючих без урахування пружної піддатливості направляючих, тобто використовувати ідеалізовану, але достатньо адекватну математичну модель.

4 ОХОРОНА ПРАЦІ В ГАЛУЗІ ТА ТЕХНОГЕННА БЕЗПЕКА

4.1 Виявлення та оцінка шкідливих і небезпечних виробничих факторів

Основними небезпечними і шкідливими факторами ковальсько-пресових цехів можна назвати підвищений рівень шуму і вібрації, пил і задимленість повітря, а також наявність робіт, пов'язаних із систематичними фізичними напруженнями.

Нагрівальні печі, розпечений метал і жирова змазка гарячих штампів є джерелами забруднення повітря в цеху димом, кіптявою та шкідливими газами, такими як оксид вуглецю і сірчистий газ.

Шкідлива дія шуму і вібрації на організм людини перевищують допустимі норми внаслідок неправильної установки обладнання, невірноваженість механізмів, зношеність чи несправності машин.

Виробничі процеси в пресових цехах відносяться до II групи, тобто протікають при несприятливих метеорологічних умовах, пов'язані з виділенням пилу і напруженою фізичною роботою.

Категорія робіт – важкі роботи, пов'язані з систематичним фізичним напруженням, а також з постійним пересуванням і перенесенням значних вантажів масою понад 10 кг

В технологічних процесах основними потенційними загрозами є поразка електричним струмом і різні рухомі механізми, ПТМ, переміщувані вантажі, незахищені рухомі частини виробничого обладнання, що відлітають частки деформованого матеріалу та інструменту.

Аналіз небезпечних і шкідливих виробничих факторів та карта умов праці для робочого місця штампувальника представлені в табл.4.1.

Таблиця 4.1 – Оцінка факторів виробничого трудового процесу штампувальника

Фактори виробничого середовища та трудового процесу	Норма	Фактич. знач-я	III клас: шкідливі та небезпечні умови			Тривалість дії фактора за зміну, %
			I	II	III	
Шкідливі хімічні речовини, мг/м ³ 2 клас безпеки Сірчана кислота	1	0,05				80
	3 клас безпеки Оксид вуглецю	20, 0	4,0			
Пил, переважно фіброген. дії, мг/м ³	2	2,78	,39			92
Вібрація (загальна), дБ	92	94				92
Шум, дБА	80	105			5	92
Мікроклімат в приміщенні: -температура повітря, °С - в холодний період - в теплий період -швидкість руху повітря, м/с -відносна вологість, % -інфрачерв. випромінювання, Вт/м ²	13/ 19					80
	15/ 26	17/2 0				
	0,2	30				80
	-0,5	0,2				
	40-	40				80
	60 14 0	900	60			
Категорія важкості праці	важка, IV помірна					
Загальна оцінка умов праці	Важкі умови праці					

4.2 Заходи щодо захисту від виявлених шкідливих і небезпечних виробничих факторів

Зниження рівнів шумів до допустимих меж і запобігання на робочих місцях вібрацій, що перевищують встановлені норми, рекомендується провести по ГОСТ 12.1.012-90 "Вібрація. Загальне освітлення" і ГОСТ 12.1.003-83 "Шум. Загальні вимоги безпеки". Це забезпечується: впровадженням автоматизації і механізації, що виключають необхідність знаходження робітника в небезпечній зоні; зміною конструктивних параметрів пресів; заміною жорстких зв'язків на пружні; розташування нижніх частин фундаменту обладнання нижче фундаменту стін, що зменшує вплив на них коливань.

Для індивідуального захисту від вібрацій можна рекомендувати взуття з амортизуючої підошвою, для зниження впливу шуму застосовувати різні пробки, навушники, шоломи.

Для очищення повітря від твердих і рідких домішок застосовують циклони, пиловловлювачі (вихрові, жалюзійні, камерні).

Злив відпрацьованих паливно-мастильних матеріалів, які підлягають повторному використанню у виробництві після відстою та очищення виробляти в спеціальні відстійники.

При роботі в пресовому цеху необхідно дотримуватися таких правил техніки безпеки:

- налагодження штампів на пресах, ремонтні роботи необхідно виконувати при вимкненому електродвигуні і зупиненому маховику. Огляд і ремонт преса можна робити тільки при нижньому положенні повзуна;

- несправність преса або неправильне ведення технологічного процесу штампування, особливо при неправильній налагодженні та кріпленні інструменту, неправильному нагріванні заготовок або невідповідність їх нормального розміру і масі, можуть викликати перевантаження преса і поломку;

- штампувальники повинні працювати в спеціальному одязі і взутті, надягаючи на голову каску і захисні окуляри на очі, щоб уникнути травм від відскочила при штампуванні окалини, залипання заготовок в штампі і ін.

- кліщі для держателя заготовок повинні відповідати їх формі і повинні мати довжину, при якій руки штампувальника не зазнають температури нагрітої заготовки і не перебувають в зоні опускання штампа;

- перед початком роботи необхідно перевірити справність механізмів управління, трубопроводів високого тиску і їх кріплення, наявність і справність контрольних приладів, наявність і справність огороження механізмів управління, засобів механізації. Перевірити наявність змащення в місцях інтенсивного тертя;

- влаштування та утримання електросистеми преса повинні відповідати чинним правилам технічної експлуатації електроустановок промислових підприємств. Живлення кнопок управління повинно здійснюватися від мережі з напругою не вище 36 В. штампувальник забороняється відкривати електророзподільні шафи, встановлені у преса, кришки пускових приладів та ін.;

- для надійної експлуатації преса необхідно виконувати певні правила своєчасного огляду та ремонту. Регулярний зовнішній огляд не рідше 1 разу за зміну, перевірка подачі мастила до змащувати точкам, перевірка роботи муфти і гальма, підтяжка кріпильних деталей дозволяють збільшити тривалість роботи преса без зупинки його на передчасний ремонт.

4.3 Виробнича санітарія

Мікроклімат

Метеорологічні умови (або мікроклімат) на виробництві визначаються наступними параметрами: температура повітря, відносна вологість, швидкість руху повітря, тиск. Необхідність обліку основних параметрів мікроклімату може бути пояснено на основі розгляду теплового балансу між організмом людини і

навколишнім середовищем. Величина тепловиділення організмом людини залежить від ступеня навантаження в певних умовах і може коливатися від 80 Дж / с (стан спокою) до 500 Дж / с (важка робота). Для протікання нормальних фізіологічних процесів в організмі людини необхідно, щоб що виділяється організмом теплота відводилася в навколишнє середовище.

Одним з необхідних умов здорової і високопродуктивної праці є забезпечення чистоти повітря і нормальних метеорологічних умов в робочій зоні приміщення, тобто в просторі до 2 метрів над рівнем підлоги. Сприятливий склад повітря: N₂ - 78%, O₂ - 20,9%, CO₂ - 0,03%, інші гази - 0,01%. Необхідний склад повітря може бути забезпечений за рахунок виконання наступних заходів:

1) механізація і автоматизація виробничих процесів, включаючи дистанційне керування. Ці заходи захищають від шкідливих речовин, теплового випромінювання. Підвищують продуктивність праці;

2) застосування технологічних процесів і обладнання, що виключають утворення шкідливих речовин. Велике значення має герметизація устаткування, в якому знаходяться шкідливі речовини;

3) влаштування вентиляції та опалення;

4) застосування індивідуальних засобів захисту.

Для ефективної роботи системи вентиляції, необхідно виконувати наступні санітарно-гігієнічні вимоги:

- кількість припливного повітря має майже відповідати кількості повітря, що видаляється. Різниця між ними повинна бути мінімальна.

- витяжні системи в приміщенні повинні бути правильно розміщені, тобто свіже повітря повинен подаватися в ту частину приміщення, де кількість шкідливих речовин мінімально, а віддалятися з тих ділянок, де виділення шкідливих речовин максимально.

- система вентиляції не повинна викликати перегрів або переохолодження робітників.

- система вентиляції не повинна створювати шум на робочих місцях.

У цеху передбачено природний повітрообмін, створований безканалювю вентиляцією, що відбувається під дією гравітаційного і вітрового тиску. При цьому зовнішнє повітря (приплив) надходить в приміщення через нижні аераційні отвори в зовнішніх стінах. Видалення повітря (витяжку) здійснюють через аераційні отвори, розташовані під стелею приміщення в зовнішніх стінах або в стелі (аераційний ліхтар).

Освітлення виробничих приміщень

Якщо цех працює в дві - три зміни необхідно забезпечити освітлення повністю в перебігу робочого часу забезпечені природним освітленням. Потрібно штучне освітлення.

Загальне освітлення реалізується шляхом рівномірного розміщення світильників в приміщенні або локалізовано.

Штучне освітлення забезпечує в цеху в будь-яку робочу зміну що дозволяє виконувати технологічні операції і налагодження обладнання без виробничих дефектів і травматизму. (СНиП II - 4.79). Штучне освітлення виконується системою загального або місцевого освітлення.

Світильники місцевого освітлення мають відбивачі, зроблені з матеріалу, що не, із захисним кутом не менше 300. Між будинками, які освітлюються через віконні прорізи в стінах, витримані санітарні розриви, що забезпечують необхідну освітленість і аерацію робочих приміщень.

Характеристика зорової роботи - високої точності. Найменший розмір об'єкта розрізнення - від 0,3 до 0,5. Розряд зорової роботи - III; подразряд зорової роботи - в; контраст об'єкта з фоном - середній; характеристика фону - середня. Освітленість (комбіноване освітлення) - 200 лк. Загальна освітленість - 200 лк.

Електробезпека

Електробезпека - один з найважливіших факторів, який впливає на безпеку і якість виробництва в цілому. Цех відноситься до класу приміщень за ступенем

небезпеки ураження електричним струмом до приміщень "з підвищеною небезпекою" відповідно до "Правил улаштування електроустановок ПУЕ-87".

Тому в цеху особливу увагу необхідно приділяти техніці електробезпеки. На робочих місцях штампувальників рекомендується передбачати виготовлення покриття підлоги з струмоізолюючих матеріалів і забезпечувати робітників спеціалізованою одягом.

4.4 Заходи з пожежної безпеки

Пожежна безпека забезпечується за допомогою проведення організаційних заходів, спрямованих на запобігання пожежам, забезпечення безпеки людей, зниження можливих матеріальних втрат і зменшення негативних екологічних наслідків у разі їх виникнення. Створення умов для швидкого виклику пожежних підрозділів та успішного гасіння пожеж. Пожежна безпека регламентується вимогами стандарту СТП 549.12.314-87.

Категорія по вибухо - і пожежобезпекою цеху - Г, комора ПММ - Б / У - Іа, комора АГЧ, механіка, архіви - В / П - Іа.

Організаційні заходи щодо забезпечення пожежної безпеки:

- місця куріння, застосування відкритого вогню, побутових нагрівальних приладів;
- порядок проведення пожежонебезпечних робіт (у тому числі зварювальних);
- місця для зберігання і допустима кількість заготовок, напівфабрикатів і готової продукції, які можуть одночасно знаходитися на виробничих ділянках;
- порядок прибирання горючих відходів, зберігання спец одягу і дрантя;
- відключення електрообладнання в випадки пожежі;
- організація експлуатації обслуговування наявних технічних засобів, протипожежного захисту (протипожежного водопроводу, установок пожежної сигналізації, вогнегасників);

- проведення планово-попереджувальних ремонтів і оглядів електроустановок, технологічного та іншого інженерного обладнання. Заходи щодо забезпечення пожежної безпеки технологічних процесів:

- виробнича будівля цеху - одноповерхова і відповідає вимогам ОНТП - 01 - 82;

- технологічне обладнання при нормальних режимах роботи - пожежобезпечне, а на випадок небезпечних несправностей передбачаються захисні заходи, що обмежують масштаб та наслідки пожежі;

- обробку тиском титанових і алюмінієвих сплавів проводять на окремих ділянках з дотриманням вимог пожежної безпеки та оснащених первинними засобами пожежогасіння;

- підлогу біля нагрівальних печей і ковальсько штампувального обладнання викладений рифленими металевими плитами;

- для змащення штампів при виконанні гарячого штампування застосовуються не горючі і важко горіти,;

- не дозволятиметься одночасно нагрівати заготовки з алюмінієвих і титанових сплавів в печах з заготовками з чорних металів; якщо в печах відбувається нагрівання заготовок і чорних металів то вони очищаються від окалини і шлаків перед завантаженням заготовок з титанових і алюмінієвих сплавів;

- заготовки перед завантаженням в піч очищаються від тирси, пилу, масла;

- регулярно проводиться очистка внутрішнього обсягу печей від окалини і шлаку;

- нагрівальні печі мають прилади контролю та регулювання температури;

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ І РЕКОМЕНДАЦІЇ

1. При ознайомленні з сучасними методами розрахунків повзунів однокривошипних пресів виявлено, що вони вимагають уточнень і визначення умов, при яких будуть забезпечені найбільш сприятливі умови їх функціонування.

2. Розроблені розрахунково-математичні моделі для визначення реакцій в направляючих повзунах без додаткових направляючих і з доповнювальними направляючими однокривошипними пресами. Математичні моделі повзуна розроблені з урахуванням усіх силових і конструктивних параметрів кривошипно-повзунного механізму та особливостей технологічного процесу.

3. Встановлено залежність нормальних контактних реакцій в направляючих повзуна від конструктивних параметрів механізму. Значний вплив на стійкість повзуна і величину реакцій в направляючих надає ступінь дезаксіала. Рекомендована ступінь дезаксіала становить 0,07–0,15.

4. У період робочого навантаження в залежності від величини розміщення технологічного зусилля, можливо, п'ять положень повзуна з додатковими направляючими відносно направляючих. Існує зона стійкого положення повзуна, в якій забезпечується точне переміщення верхньої частини інструменту по відношенню до осей, відсутній перекосяк повзуна. Зона стійкого положення повністю розміщена в напрямку повороту головного валу тому при проектуванні технологічної оснастки необхідно забезпечити відповідне розміщення рівнодіючої технологічної сили.

5. Представлена уточнена методика розрахунку діаграми позацентрового навантаження повзуна кривошипних пресів с додатковими направляючими. Сумісна схема допустимих позацентрових навантажень дозволяє встановити область раціонального розташування штамповочних переходів без небезпеки перевантаження направляючих повзуна.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Явтушенко О.В. Проектування та розрахунок кривошипних пресів: навч. посібник / О.В. Явтушенко. – Запоріжжя: Вид-во ЗНТУ, 2006. – 301 с.
2. Явтушенко О.В. Проектування та розрахунок кривошипних пресів. Курсове проектування: навч. посібник / О.В. Явтушенко, А.В. Глебенко, Т.О. Васильченко. – Запоріжжя: Вид-во ЗНТУ, 2012. – 436 с.
3. Явтушенко О.В. До розрахунку повзунів однокривошипних пресів з додатковими напрямними / А.В. Явтушенко // Вісник Східно-українського національного університету імені Володимира Даля. В 2-х ч. Част.1. – Луганськ: Вид-во СНУ ім. В.Даля, 2012. – № 13 (184). – С. 42–51.
4. Ковальсько-штампувальне обладнання [Текст]: конспект лекцій для студентів напряму підготовки 6.050502 "Інженерна механіка" денної та заочної форм навчання (частина друга) / уклад. Д.А.Гусачук. – Луцьк : Луцький НТУ, 2015. – 94 с
5. Пат. 104275 Україна, МПК В23D35/00. Повзун пресу / Кораленко В.І., Барабашов А.В., Калашников А.А., та ін.; заявник і патентовласник ПАТ «Новокраматорський машинобудівний завод» – №201506997; заявл. 19.06.2015, опубл. 25.01.2012, Бюл №9.
6. Рей Р.І.,Монятовський С.С. Ковальсько-штампувальне обладнання. Преси кривошипні. Луганськ: СНУ, 2000.-216 с.
7. Аль-Сарайрех Ф.М. Енергетика робочого ходу листоштампувального кривошипного преса: Автореферат дисертації на здобуття наукового ступеня кандидата тех.. наук. - Східноукраїнський національний ун-т ім. В. Даля.-Луганськ, 2004.-15 с.
8. О.О Бабій, С.М. Добровлянський, О.В. Холявік, Енергетика процесу виконання розділювальних операцій на кривошипному пресі. Вісник НТУУ "КПІ", Машинобудування, 2009 р.

9. О.О. Бабій. С.М. Добровлянський. Методика визначення витрат енергії при вирубці на кривошипному пресі. Вісник НТУУ "КПІ" . Машинобудування, 2010 р.
10. Ю.О. Плєснецов, В.О.Маковей. Ковальсько-штампувальне обладнання. Механічні преси: навч. посіб. Харків.: НТУ «ХП», 2014. - 236 с
11. Швець С. В. Моделювання мехатронної ковальсько-пресової системи: навчальний посібник / С. В. Швець, У. С. Швець, В. М. Борисюк. Суми: Сумський державний університет, 2022. – 177 с.
12. Yavtushenko A., Yavtushenko G., Protsenko V., Bondarenko Y., Vasilchenko T. Dynamics of Mechanical Press Drive. Proceedings of the International Conference on Modern Electrical and Energy Systems, MEES 2019. С.14-17. URL: <https://doi.org/10.1109/MEES.2019.8896522>
13. T. Vasilchenko, O. Hrechanyi, I. Shevchenko. The influence of configuration parameters of the planetary drive of crank presses on its dynamic and energy-consumption characteristics. Science and Innovation. 2023. Vol. 19, no. 2. P. 67-72. URL: <https://doi.org/10.15407/scine19.02>
14. Kuzmenko M. The choice of the rational structure model of intervals between rolling mills on continuous light-section rolling mill / O. Potap, O. Boyko, M. Kuzmenko, V. Dudkina // Metallurgical and Mining Industry. – 2015. – №1-2. – С. 117-119
15. Глебенко А.В. Основи синтеза зубчасто-важельних механізмів спеціалізованих пресів / А.В. Глебенко, О.В. Явтушенко, Т.О. Васильченко // Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету ім. Михайла Остроградського. – Кременчук: КДПУ, 2007. – Вип.1/2007 (42). – С. 61–65.
16. Кіницький Я.Т. Теорія механізмів і машин / Я.Т. Кіницький. – К.: Наукова думка, 2002. – 661 с.
17. Явтушенко О.В. Силлові умови стійкості повзуна кривошипного пресу з додатковими напрямними // Вісник Національного технічного університету

- «ХП»: збір. наук. праць. Серія: Нові рішення в сучасних технологіях. – Х.: НТУ «ХП», 2012. – № 66 (972). – С. 3–10.
18. Патент на корисну модель №16194. Стенд для дослідження стійкості повзунів / Потап О.Ю., Єгоров О.П., Кузьменко М.Ю - № u201400580; Заяв. 21.01.2014; Опубл. 25.06.2014, Бюл. № 12.
19. Пат. 63971 Україна, МПК В23D19/00. Прес кривошипний / Боровіков Н. В., Селезньова М.Є.; заявник і патентовласник Донбаський державний технічний університет. – №201103792; заявл. 28.03.12; опубл. 10.10.12, Бюл. №19.
20. Пат. на корисну модель 33783 МПК В30В 1/26. Кривошипний прес / О.В. Явтушенко, А.В. Глебенко, Т.О. Васильченко. – Заявн. і власник Запорізький національний технічний університет. – № U 200803053. – Заявл. 11.03.2008. – Опубл. 10.07.2008, бюл. № 13.
21. Пат. на корисну модель 68023 МПК В30В 15/14 Система вмикання кривошипних пресів / Б.П. Серета, О.В. Явтушенко, Т.О. Васильченко, А.В. Глебенко А.В. Заявн. і власник Запорізька державна інженерна академія. – № U20111575. – Заявл. 01.09.2011. – Опубл. 12.03.2012, бюл. № 5.
22. Кузьмичов А. І. Оптимізаційні методи і моделі: практикум в Excel: Навч. посіб. / А. І. Кузьмичов – К.: ВПЦ АМУ, 2013. – 438 с.
23. Ткачук К.Н., Халімовський М.О., Зацарний В.В. та ін.. Основи охорони праці: Підручник. – 2-ге вид., допов. і перероб. – К.: Основа, 2006. – 444 с.
24. Протоєрейський О.С., Запорожець О.І. Охорона праці в галузі: Навч. посіб. К.: Книжкове видавництво НАУ, 2005. – 268 с.

СПИСОК ВИКОНАНИХ КРЕСЛЕНЬ

№ п/п	Найменування	Кільк. листів	Формат
1	Прес кривошипний гарячештампувальний зусиллям 25МН	2	A1
2	Кінематична схема пресу	1	A1
3	Експериментальна установка повзуна	1	A1
4	Плакати дослідницької частини	2	A1

ДОДАТКИ