

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 зниження деформаційних напружень в виконавчих механізмах пресового обладнання

Виконав: магістрант групи 8.1332з

Черепушкін Є.М.

(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 року

Запорізький національний університет

(повне найменування вищого навчального закладу)

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

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 кафедрою А.О. Власов

“ _____ ” _____ 20__ року

Завдання

до випускної кваліфікаційної роботи магістра

Черепушкіна Євгена Миколайовича

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема магістерської роботи: Аналіз методів зниження деформаційних напружень в виконавчих механізмах пресового обладнання
керівник магістерської роботи к.т.н., доц. Васильченко Т.О.
затверджені наказом вищого навчального закладу від «09» жовтня 2023 року № 1580-с.
2. Строк подання студентом магістерської роботи 13 грудня 2023 року.
3. Вихідні дані магістерської роботи техніко-економічні показники роботи пресового обладнання
4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити): 1. 1. Огляд та аналіз методів зниження паразитних навантажень та деформацій в виконавчих механізмах пресового обладнання; 2. Розрахункова частина; 3. Дослідно-експериментальна частина; 4. Охорона праці та техногенна безпека в галузі. Загальні висновки та рекомендації
5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень): 1. Прес листоштампувальний – А1; 2. Кінематична схема пресу –2А1; 3. Муфта – А1; 4. Гальмо - А1 5. Моделювання напружено-деформованого стану станини при роботі з пружними компенсаторами – А1; 6. Експериментальне дослідження розкриття станини – А1.

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

Є.М.Черепушкін
 (підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник магістерської роботи

Т.О. Васильченко
 (підпис) (прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

Черепушкін Є.М. Аналіз методів зниження деформаційних напружень в виконавчих механізмах пресового обладнання.

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 визначені напрями зниження паразитуючих навантажень і перекосів повзуна. Оцінено ефективність роботи компенсаторів похибок системи «прес штамп», підібрані оптимальні умови роботи пружних компенсаторів, виконаний розрахунок кутових розтягувальних деформацій і напружень.

Ключові слова: ПРЕС, КОМПЕНСАТОР, ПРУЖНИЙ ЕЛЕМЕНТ, СТАНИНА.

ABSTRACT

Cherepyshkin E.M. Analysis of methods of reducing deformation stresses in executive mechanisms of press equipment.

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

In this work, the directions of reducing parasitic loads and slider skews are determined. An assessment was made of the effectiveness of the “press-die” system compensators, the optimal conditions for the operation of elastic compensators were selected, and the angular tensile deformations and stresses were calculated.

Keywords: PRESS, COMRENSATOR, ELASTIC ELEMENT, FRAME

ЗМІСТ

| | |
|---|----|
| Вступ | 7 |
| 1. Огляд та аналіз методів зниження паразитних навантажень та деформацій в виконавчих механізмах пресового обладнання | 9 |
| 1.1 Технологічне призначення та конструктивні особливості пресового обладнання | 9 |
| 1.2 Аналіз структури обладнання та його технічних характеристик | 10 |
| 1.3 Вплив перекосів системи прес-штамп на стійкість робочого інструменту та якість штампованих виробів | 14 |
| 1.4 Основні напрями зниження впливу паразитних навантажень на виконавчі механізми | 15 |
| 1.5 Обґрунтування обраного напрямку роботи | 19 |
| 2. Розрахунок основних параметрів преса | 21 |
| 2.1 Синтез виконавчого механізму | 21 |
| 2.2 Кінематичний аналіз виконавчого механізму | 22 |
| 2.3 Розбиття загального передаточного відношення | 27 |
| 2.4 Статика виконавчого механізма | 27 |
| 2.5 Енергетика пресу | 31 |
| 2.6 Розрахунки головного виконавчого механізму | 39 |
| 2.6.1 Допустимі зусилля по міцності головного вала | 39 |
| 2.6.2 Питомі зусилля в парах ГВМ | 40 |
| 2.6.3 Розрахунок шатуна | 43 |
| 2.6.4 Розрахунок врівноважувача повзуна | 47 |
| 2.6.5 Розрахунок чашкового запобіжника | 48 |
| 2.6.6 Допустимі зусилля по міцності зубчастої передачі | 48 |
| 2.6.7 Перевірка зусилля припустимого пластичною деформацією зубів колеса | 50 |

| | |
|--|----|
| 2.6.8 Перевірка допустимого зусилля по втомній міцності зубів колеса на вигин | 51 |
| 2.6.9 Умови міцності й графіки припустимих зусиль | 54 |
| 2.7 Розрахунок станини відкритого типу на жорсткість і міцність | 56 |
| 3. Експериментальне дослідження впливу паразитних навантажень на деталі пресового обладнання | 67 |
| 3.1 Моделювання напружено-деформованого стану станини кривошипного пресу при роботі з пружними компенсаторами похибок спрямовувача повзуна | 67 |
| 3.2. Експериментальні дослідження розкриття станини відкритого преса при роботі з пружними компенсаторами похибок системи «прес-штамп» | 76 |
| 4 Охорона праці в галузі та техногенна безпека | 84 |
| 4.1 Виявлення та оцінка шкідливих і небезпечних виробничих факторів | 84 |
| 4.2 Заходи щодо захисту від виявлених шкідливих і небезпечних виробничих факторів | 86 |
| 4.3 Виробнича санітарія | 87 |
| 4.4 Заходи з пожежної безпеки | 90 |
| Загальні висновки та рекомендації | 93 |
| Список використаних посилань | 94 |
| Список виконаних креслень | 78 |
| Додатки | 98 |

ВСТУП

Актуальність теми. Технологічні операції штампування на кривошипних пресах супроводжується перекосами повзуна та деформацією станини, що знижує стійкість робочого інструменту та погіршує умови його експлуатації.

Стійкість штампів пресів відкритого типу, які є найбільш поширеними, у 2-3 рази нижче, ніж у пресів закритого типу. Низька жорсткість станин відкритого типу спричиняє значні кутові деформації та веде до зниження точності штампування. Напрями підвищення точності штампованих заготовок на кривошипних пресах шляхом збільшення їх жорсткості та зниження величини кутових деформацій потребують значних капітальних вкладень, бо потребують збільшення перерізу силових деталей, при цьому не дають значної ефективності.

На точність системи «прес-штамп» впливають неспівісності, зумовлені похибками положення повзуна відносно стола преса у ненавантаженому стані, зазорами в спрямовуючих повзуна та пружними деформаціями преса при технологічному навантаженні.

Встановлено, що для зниження паразитних навантажень у вузлах пресового обладнання доцільно використовувати пружні компенсатори різних типів на основі еластомірів, які розташовуються між опорними поверхнями повзуна та верхньої плити штампа. Тому робота, спрямована на вивчення цих питань, є актуальною.

Метою роботи є підвищення точності виробів та стійкості вузлів пресового обладнання за рахунок зниження паразитних навантажень та деформацій в виконавчих механізмах шляхом використання пружних компенсаторів в системі «прес-штамп».

Для досягнення поставленої мети сформульовані наступні цілі:

- на підґрунті літературного аналізу підібрати компенсатори оптимальної форми;
- розрахувати жорсткість станини відкритого типу;
- дати оцінку напружено-деформованому стану вузлів відкритого кривошипного пресу на підставі моделювання його роботи з плоскими пружними компенсаторами.

Об’єкт дослідження – пресове обладнання з пружними компенсаторами похибок системи «прес-штамп».

Предмет дослідження закономірності впливу напружень та деформації на роботу пресового обладнання.

Методи дослідження. Для проведення теоретичних досліджень використані інженерно-аналітичні методи сумісно з апаратом прикладної математики. Для експериментальних досліджень використані методи механічної тензометрії і електротензометрії та методи фізичного моделювання.

Відомості про апробацію 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 магістерської роботи. Робота складається з вступу, чотирьох основних розділів, загальних висновків, переліку використаних джерел та виконаних креслень та додатків. Загальний обсяг роботи 99 сторінок, , 30 рисунків, 8 таблиць, список використаних джерел з 24 позицій та 3 додатка.

1 Огляд та аналіз методів зниження паразитних навантажень та деформацій в виконавчих механізмах пресового обладнання

1.1 Технологічне призначення та конструктивні особливості пресового обладнання

Пресове обладнання поділяється на дві групи: гідравлічні та кривошипні преса. Кривошипні преси є менш громісткими та більш дешевими у порівнянні з гідравлічними, продуктивність кривошипних пресів теж більше. Окрім того, кривошипні преси дозволяють отримувати більш точні вироби з невеликими припусками на подальшу обробку, що обумовлює їх широке використання в ковальсько-штампувальному виробництві.

Основними операціями, які виконуються на кривошипних пресах є гаряче та холодне штампування (витяжка, гнуття, згинання, прошивка, вирубка, пробивка тощо).

Конструктивно кривошипні преси поділяють на преси простої та подвійної дії. Група кривошипних пресів простої дії включає найбільшу кількість типів машин по технологічним призначенню. Розрізняючись між собою конструкціями головних вузлів і деталей, а також архітектурним оформленням, преси простої дії мають елементарну схему з одним головним виконавчим механізмом тієї або іншої модифікації. Їх конструкції можуть бути одностійкові відкритого типу й двостійкові відкритого і закритого типу [1].

В промисловості переважає штампування дрібних та середніх деталей, в результаті чого 80-85% парку кривошипних пресів складають кривошипні преси простої дії зі станинами відкритого типу.

Основними вимогами, що висуваються до роботи пресового обладнання є його надійність та ремонтпридатність [2]. Прес повинен мати електричний привід механізму регулювання закритої висоти. Прес повинен

допускати можливість використання як самостійної технологічної одиниці, так і в складі автоматизованого комплексу. Норми точності преса повинні відповідати ГОСТ 9408-89 « Преси однокривошипні одностійкові».

1.2 Аналіз структури обладнання та його технічних характеристик

Типова ковальсько-пресова машина складається з рушійного механізму, передавального механізму, виконавчого та системи вмикання [2].

Станина преса встановлюється безпосередньо на фундамент. Станина виконана із чавунного лиття з однієї стійкою.

Головний виконавчий механізм виконаний у вигляді кривошипно-шатунного механізму. Кривошипні вали застосовують у відкритих одностійкових пресах зусиллям до 1,6 МН. Вал містить механізм регулювання ходу повзуна. Застосування таких валів останнім часом обмежене внаслідок невисокої його твердості через консольний додаток навантаження. Головний виконавчий механізм розташований перпендикулярно до фронту преса.

Головний привод здійснюється від індивідуального електродвигуна встановленого на спеціальному кронштейні станини, через клинопасову передачу на маховик установлений на головному валу.

Муфта включення – дискова, фрикційна з електропневматичним керуванням - заблокована з маховиком і встановлена на головному валу .

Прес оснащений колодковим гальмом, яке встановлене також на головному валу .

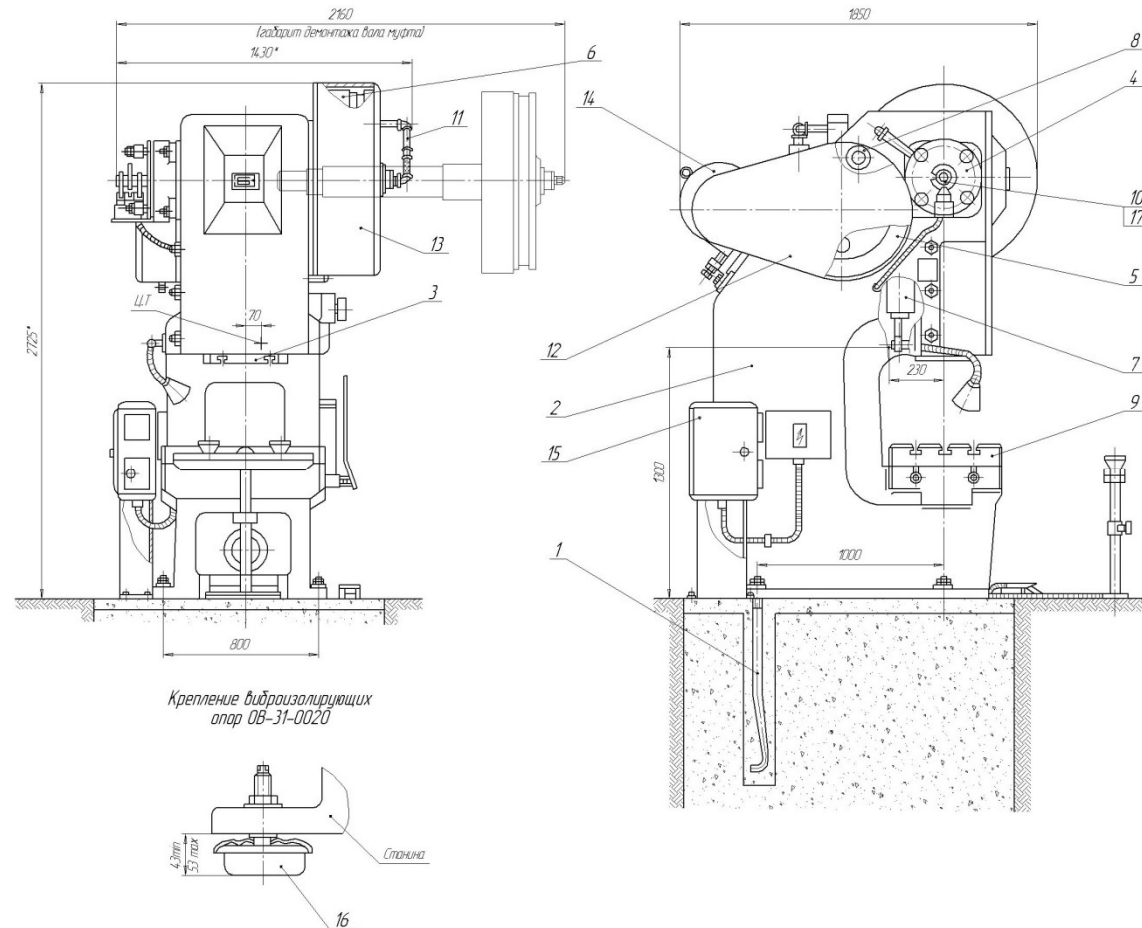
Загальний вигляд пресу представлено на рис. 1.1.

Технічну характеристику преса наведено в таблиці 1.1.

Кінематична схема пресу представлена на рис.1.2

Таблиця 1.1- Технічна характеристика преса

| Найменування параметрів | | Величина |
|--|---------------------------|----------|
| Номінальне зусилля преса, кН | | 1000 |
| Число ходів повзуна у хвилину | | 80 |
| Хід повзуна, мм | | 25-130 |
| Відстань між столом і повзуном при верхньому положенні регулювання, мм | | 400 |
| Регулювання відстані між столом і повзуном, мм | | 100 |
| Розміри стола | Ліворуч – праворуч, мм | 850 |
| | Попереду – назад, мм | 560 |
| Розміри повзуна | Ліворуч – праворуч, мм | 420 |
| | Попереду – назад, мм | 280 |
| Товщина подштампової плити, мм | | 100 |
| Відстань від осі повзуна до станини, мм | | 320 |
| Електродвигун | Потужність, кВт | 14,5 |
| | Частота обертання, про/хв | 1350 |
| Габарити преса | Ліворуч – праворуч, мм | 1430 |
| | Попереду – назад, мм | 1850 |
| | Висота, мм | 2725 |



1-заземлення, 2 – станина, 3 – повзун, 4 – гальмо, 5 – колесо, 6 – муфта, 7 – врівноважувач, 8 – відвід, 9 – стіл, 10 – вісь, 11 – повітропровід, 12, 13 – кожух, 14 – двигун, 15 – ресивер, 16 – опора, 17 - шайба

Рисунок 1.1 – Загальний вид відкритого одкривошипного пресу зусиллям 1,0 МН

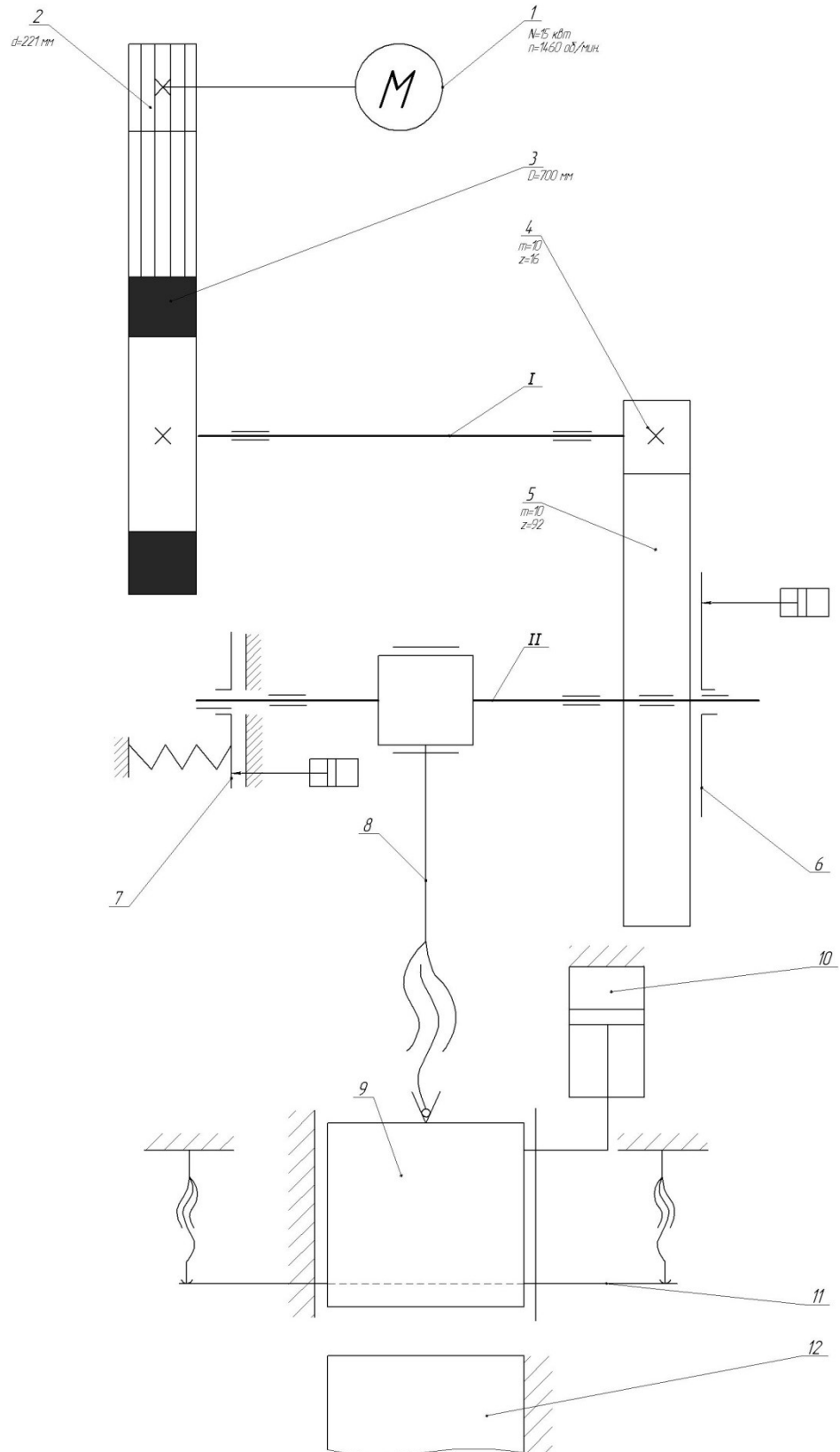


Рисунок 1.2 – Кінематична схема пресу

Привод здійснюється від електродвигуна 1 встановленого на станині.

Крутний момент зі шківів 2 двигуна 1 передається на маховик 3 приймального вала I за допомогою клинопасової передачі. За допомогою шатуна 8 рух передається на повзун 9. У повзуні змонтований механізм регулювання закритої висоти застосовуваний при установці й налагодженні штампів, і верхній виштовхувач з приводом 10. Для запобігання перекосу повзуна передбачені врівноважувачі 11.

Муфта включення – дискова, фрикційна 6 встановлена на головному валу II. Системи електропневматичного регулювання допускають роботу одиночними, автоматичними й налагоджувальними ходами.

Дана модель преса обладнана гальмом 7 змонтованим на головному валу II.

Нижня половина штампів кріпиться до столу преса 12.

1.3 Вплив перекосів системи прес-штамп на стійкість робочого інструменту та якість штампованих виробів

Під дією технологічних навантажень деталі пресового обладнання зазнають пружних змін розмірів та форми. В кривошипних пресах в період робочого ходу найбільше навантаження сприймають деталі станини та головного виконавчого механізму. В залежності від характеру прикладеного навантаження ці деталі піддаються різним деформаціям: розтягнню, стисканню, згинанню, контактному зминанню. Деформації додаються у напрямі руху повзуна, спотворюючи характер його руху та змінюючи взаємне розташування робочих частин штампів, отримане при налаштуванні. Спрямовуючи повзуна, які призначені для зменшення перекосів зношуються. Це призводить до поламок штампового обладнання, порушення геометрії відштампованих деталей, розтягуванню й руйнуванню станини.

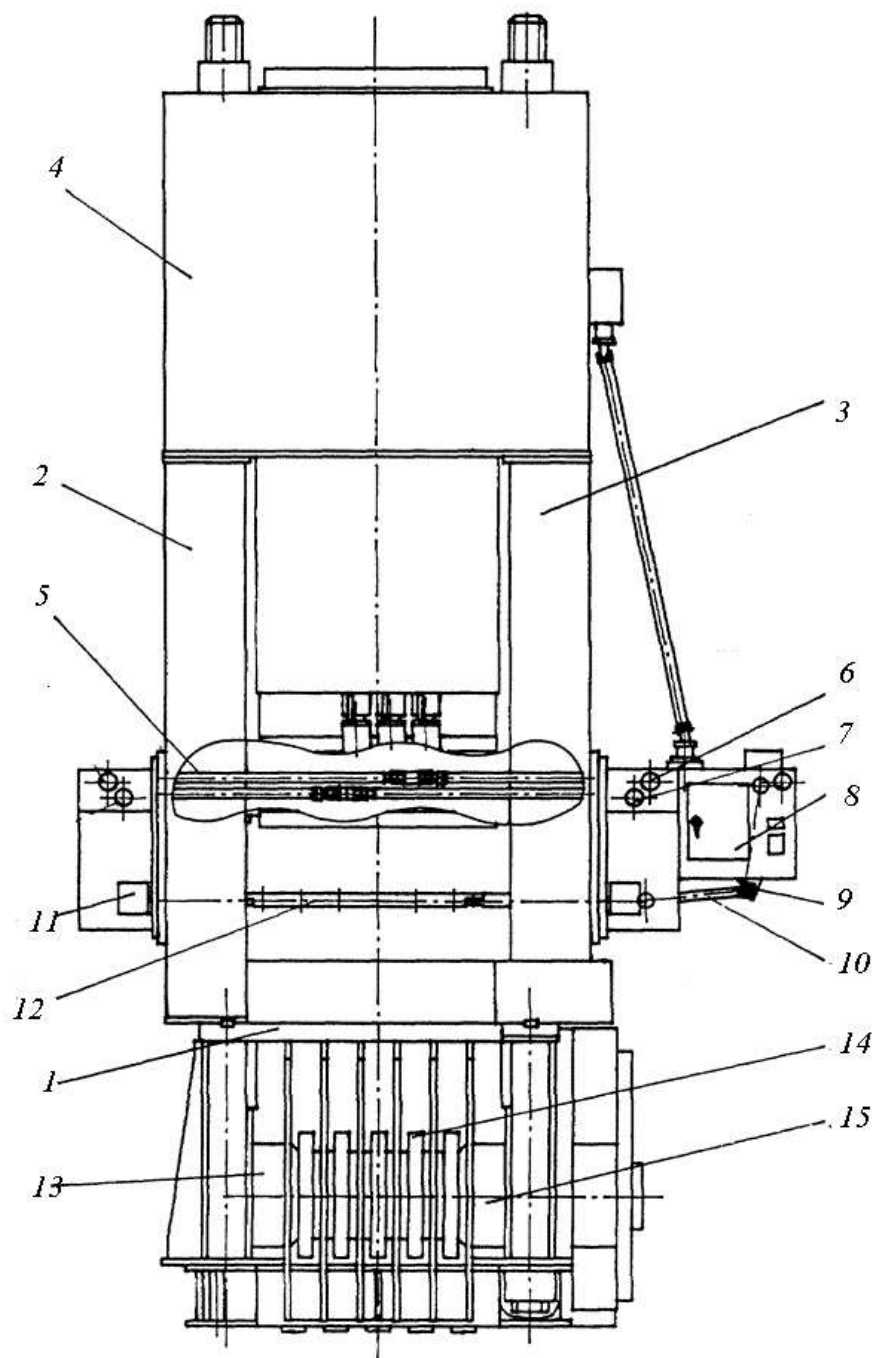
1.4 Основні напрями зниження впливу паразитних навантажень на виконавчі механізми

Для зниження паразитних навантажень у вузлах пресового обладнання застосовують різноманітні пристрої, конструкція яких залежить від потужності обладнання, вимог, що висуваються до точності та якості виробів тощо.

Станина кривошипного преса є замикальною ланкою силового ланцюга, тому сприймають дію значних навантажень [3]. Станини відкритого типу піддаються позацентровому розтягання, що веде до перекосів спрямовуючих повзуна по відношенню до столу [4]. Для зменшення виникаючих перекосів станини нахиляємих пресів їх оснащують стяжними шпильками, які встановлюють без попереднього затягування. Однак наявність стяжних шпильок погіршує зручність обслуговування пресу.

Для підвищення жорсткості станини та підвищення ремонтпридатності пресу в роботі [5] пропонується ввести в конструкцію пресу траверси зі стяжними шпильками, а важелі регулюючих втулок виконати роз'ємними по осі шарнірного поєднання їх з гайкою, проте це знизить її міцність (рис.1.3).

Для підвищення точності штампованих поковок за рахунок дозування енергії в роботі [6] пропонується регулювати швидкість рухомих частин пресу в залежності від температури та ваги заготовки за допомогою датчиків швидкості рухомих частин, проте це потребує значних додаткових капіталовкладень. Недоліком даної системи є неможливість її застосування для пресів з жорстким ходом рухомих частин.



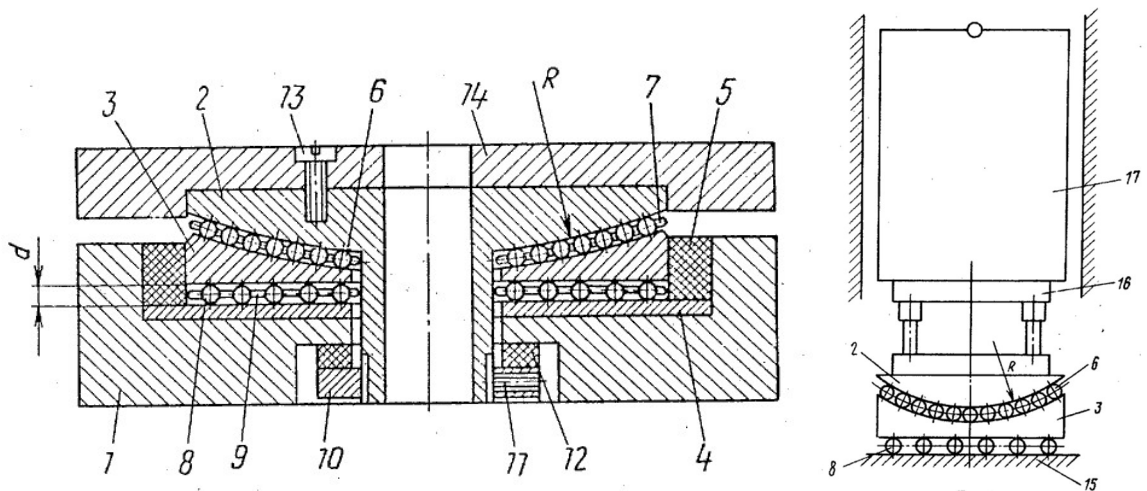
1 - стіл, 2 – ліва стойка, 3 –права стойка, 4 – траверса, 5 – механізм повздовжнього переміщення, 6 – важіль, 7 – тяга, 8 – корпус грейферного переключника, 9 – коромисло, 10 – тяга, 11 – коромисло, 12 – грейферна лінійка, 13 – опора, 14 – кулачок, 15 – опора.

Рисунок 1.3 – Загальний вид пресу

З метою підвищення точності відштампованих виробів на кривошипних пресах застосовують вмонтовані до штампових блоків упор, що створюють додаткову силу опору на повзуні преса в кінці хода деформування, наприклад як роботі [7], проте при роботі преса зберігаються недоліки, пов'язані з тим, що упор не є приналежністю преса, а належить до штампа і жорстке встановлення упорів в штампі не забезпечує можливості регулювання висоти упорів в процесі роботи преса при зміні температури штампового інструменту. Жорстке встановлення упорів не дозволяє здійснювати запобігання преса від перевантаженні.

Зменшення пружних деформацій можливе за рахунок використання компенсаторів, які розташовують між опорними поверхнями повзуна і верхньою плитою штампу. Наприклад, штамповий комплект з роботи [8] має елементи центрування у вигляді глухих виїмок. В процесі штампування розподіл навантажень для кожного з блоків штампового набору індивідуальний, що поліпшує умови розподілу напружень на контактних поверхнях. Конструкція компенсатора згідно з джерелом [9] оснащена додатковим рядом тіл кочення у вигляді кульок в сепараторі, встановлених між сферичними поверхнями хвостовика та підп'ятника (рис.1.4). Компенсатор нерівномірності напружень штампа [10] виконаний сферичним. При робочому ході повзуна преса відбувається його перекося в спрямовуючих станини, при цьому елементи компенсатора зсуваються, забезпечуючи підналаштування верхньою та нижньою частин штампу.

Однак робота вищезазначених компенсаторів супроводжується значними силами тертя, що може призвести до інтенсивного зношування стовпчиків та втулок штампа, до того ж даний метод кріплення верхньої половини штампа до повзуна не є універсальним. До того ж дані компенсатори мають складку кінематику, потребують високих вимог до виготовлення, а також громісткі та мають невелику надійність.

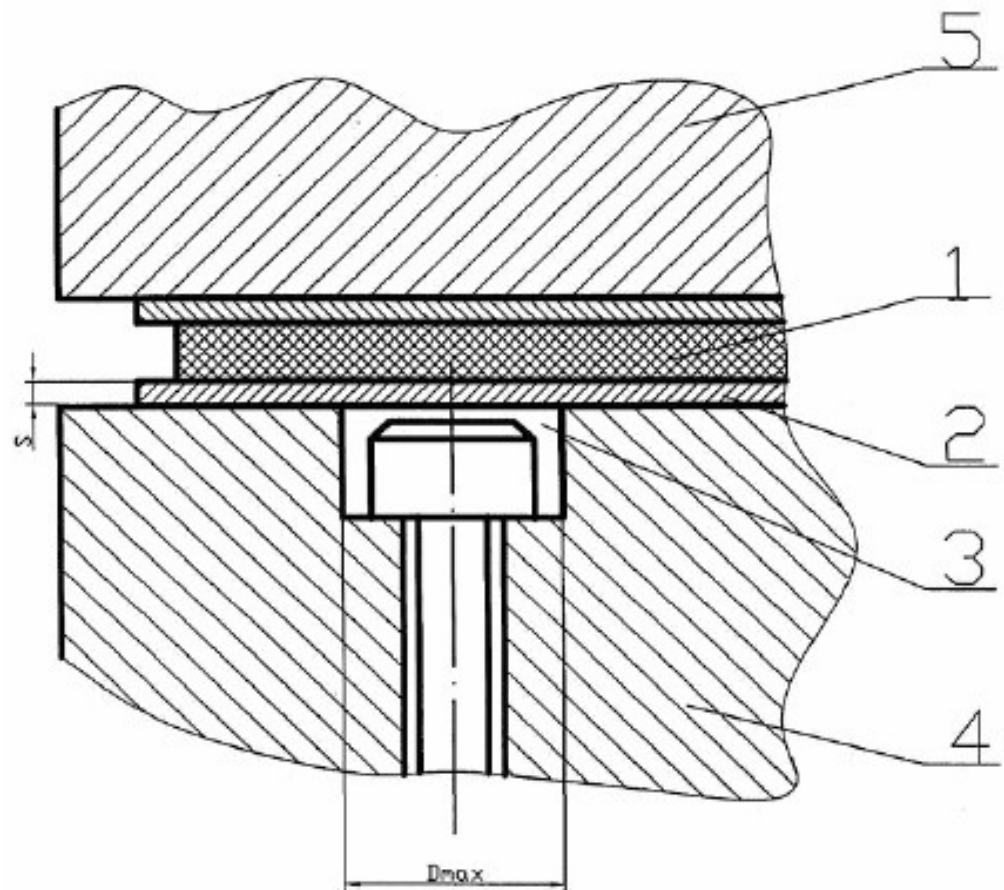


1 – опорна плита, 2 – хвостовик, 3 – підп’ятник, 4 – прокладка, 5 – пружний елемент, 6,8 – кульки, 7,9 – сепаратори, 10 гайка, 11 – стопорний гвинт, 12 – пружне кільце, 13 – гвинт, 14 – верхня плита, 15 – стіл, 16 – штамп, 17 – повзун

Рисунок 1.4 – Схема компенсатора

Для підвищення точності розмірів штампованих виробів та зменшення паразитних навантажень в системі «прес-штамп» пропонується використання пружних компенсаторів, а саме кільцевого плоского поліуретанового компенсатора (рис.1.5).

Запропонований компенсатор працює наступним чином. При робочому ході повзуна під час технологічного навантаження компенсатор стискається, нерівномірно деформується по висоті під впливом перекошеної опорної поверхні повзуна. Компенсатор ковзає під поверхнею повзуна, вибирає похибки напрямку повзуна та передає зусилля на верхню плиту штампа, при цьому металеві пластини перешкоджають затіканню компенсатора в отвори.



1 – пружний елемент, 2 – захисні пластини, 3 – отвори, 4 – верхня плита,
5 - штамп

Рисунок 1.5 – Пружний компенсатор

Після закінчення технологічної операції повзун із крайнього нижнього положення повертається у крайнє верхнє положення, компенсатор розтискається. Робочий цикл повторюється.

1.5 Обґрунтування обраного напрямку роботи

Технологічні операції штампування на кривошипних пресах супроводжується перекосами повзуна та деформацією станини, що знижує стійкість робочого інструменту та погіршує умови його експлуатації.

Стійкість штампів пресів відкритого типу (з «С-подібною» станиною), які є найбільш поширеними, у 2-3 рази нижче, ніж у пресів закритого типу. Низька жорсткість станин відкритого типу спричиняє значні кутові деформації та веде до зниження точності штампування. Напрями підвищення точності штампованих заготовок на кривошипних пресах шляхом збільшення їх жорсткості та зниження величини кутових деформацій потребують значних капітальних вкладень, бо потребують збільшення перерізу силових деталей, при цьому не дають значної ефективності.

На точність системи «прес-штамп» впливають неспівісності, зумовлені похибками положення повзуна відносно стола преса у ненавантаженому стані, зазорами в спрямовуючих повзуна та пружними деформаціями преса при технологічному навантаженні.

В результаті літературного аналізу встановлено, що для зниження паразитних навантажень у вузлах пресового обладнання доцільно використовувати пружні компенсатори різних типів на основі еластомірів, які розташовуються між опорними поверхнями повзуна та верхньої плити штампа.

Метою роботи є підвищення точності виробів та стійкості вузлів пресового обладнання за рахунок зниження паразитних навантажень та деформацій в виконавчих механізмах шляхом використання пружних компенсаторів в системі «прес-штамп».

Для досягнення поставленої мети сформульовані наступні цілі:

- на підґрунті літературного аналізу підібрати компенсатори оптимальної форми;
- розрахувати жорсткість станини відкритого типу;
- дати оцінку напружено-деформованому стану вузлів відкритого кривошипного пресу на підставі моделювання його роботи з плоскими пружними компенсаторами.

2 Розрахунок основних параметрів преса

.1 Синтез виконавчого механізму

Вихідним значенням для синтезу механізму є максимальна (номінальна) величина ходу повзуна S_m , що задається стандартом на параметри преса. Радіус кривошипа R дезаксиального механізму визначається по формулі:

$$R = \frac{S_m}{2 + \frac{\varepsilon^2}{1 - \lambda^2}}, \quad (2.1)$$

де $\lambda = R/L$ – коефіцієнт шатуна;

$\varepsilon = E/L$ – ступінь дезаксиала.

Надалі, якщо не використовуються інші джерела, усі формули, таблиці й розрахункові коефіцієнти ухвалювалися по [11].

У проєктованому пресі використовується аксіальний механізм, тобто $\varepsilon = 0$, тому радіус кривошипа дорівнює половині ходу повзуна $R = S_m / 2$, тобто $R = 130 / 2 = 65$ мм .

Для пресів з регульованим ходом і регульованою довжиною шатуна коефіцієнт шатуна λ по [11] ухвалюється рівним 0,08. При цьому передбачається, що шатун має найменшу довжину, а хід повзуна максимальний.

Довжина шатуна L (мінімальна) буде рівна:

$$L = \frac{R}{\lambda} = \frac{65}{0,075} = 866,67 \text{ мм} .$$

Приймаємо $L = 800$ мм, тоді уточнене значення коефіцієнта шатуна буде $\lambda = 0,08125$.

У пресах з регульованою величиною ходу повзуна визначаються фактичний радіус кривошипа R і радіус r ексцентрикової втулки

$$R = \frac{S_{max} + S_{min}}{4}, \quad r = \frac{S_{max} - S_{min}}{4}$$

де S_{max} , S_{min} – найбільший і найменший хід повзуна, що задається стандартом.

При $S_{min} = 25$ мм, $S_{max} = 130$ мм, маємо $R = 38,75$ мм, $r = 26,25$ мм.

.2. Кінематичний аналіз виконавчого механізму

Основними завданнями кінематичного аналізу виконавчого механізму преса є:

- визначення положень ланок, включаючи й визначення траєкторій окремих крапок ланок;
- визначення швидкостей і прискорень.

Переміщення, швидкість і прискорення повзуна дезаксиального підсумовуючого механізму визначаються по формулах

$$S = R \left[(1 - \cos \alpha) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\alpha) + \varepsilon \sin \alpha \right] \quad (2.2)$$

$$V = \omega R \left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha + \varepsilon \cos \alpha \right) \quad (2.3)$$

$$J = \omega^2 R (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha - \varepsilon \sin \alpha). \quad (2.4)$$

Тут позначене:

ω – кутова швидкість головного вала,

$$\omega = \frac{\pi n_n}{30} = \frac{\pi 80}{30} = 8,3776 \text{ c}^{-1};$$

n_n – номінальне число ходів повзуна у хвилину, що задається стандартом, $n_n = 80$;

α – кут повороту кривошипа, вимірюваний від крайнього нижнього положення повзуна проти руху кривошипа.

Розрахунки кінематичних параметрів головного виконавчого механізму (ГВМ) зроблений у діапазоні зміни кута α повороту головного вала від 0 до 90^0 із кроком 10^0 . Значення S , V і J наведено в таблиці 21 і представлені на рис.2.1-2.3.

Таблиця 2.1 -Кінематичні параметри ГВМ

| α | 0 | 10 | 20 | 30 | 40 | 50 | 60 | 70 | 80 | 90 |
|----------------------------|------------|-----------|------------|------------|------------|------------|------------|------------|------------|------------|
| S , мм | 0 | 1,02 6 | 4,066 | 9,008 | 15,67 1 | 23,81 6 | 33,15 | 43,37 | 54,11 | 65,04 |
| V , мм/с | 0 | 98,1 9 | 192,7 5 | 280,2 2 | 357,5 1 | 422,0 5 | 471,8 7 | 505,6 9 | 522,9 2 | 523,5 9 |
| J , мм/с ² | 566,1 4 | 555, 6 | 524,6 | 474,7 2 | 408,4 9 | 329,1 7 | 240,5 3 | 146,4 9 | 50,95 | -42,54 |

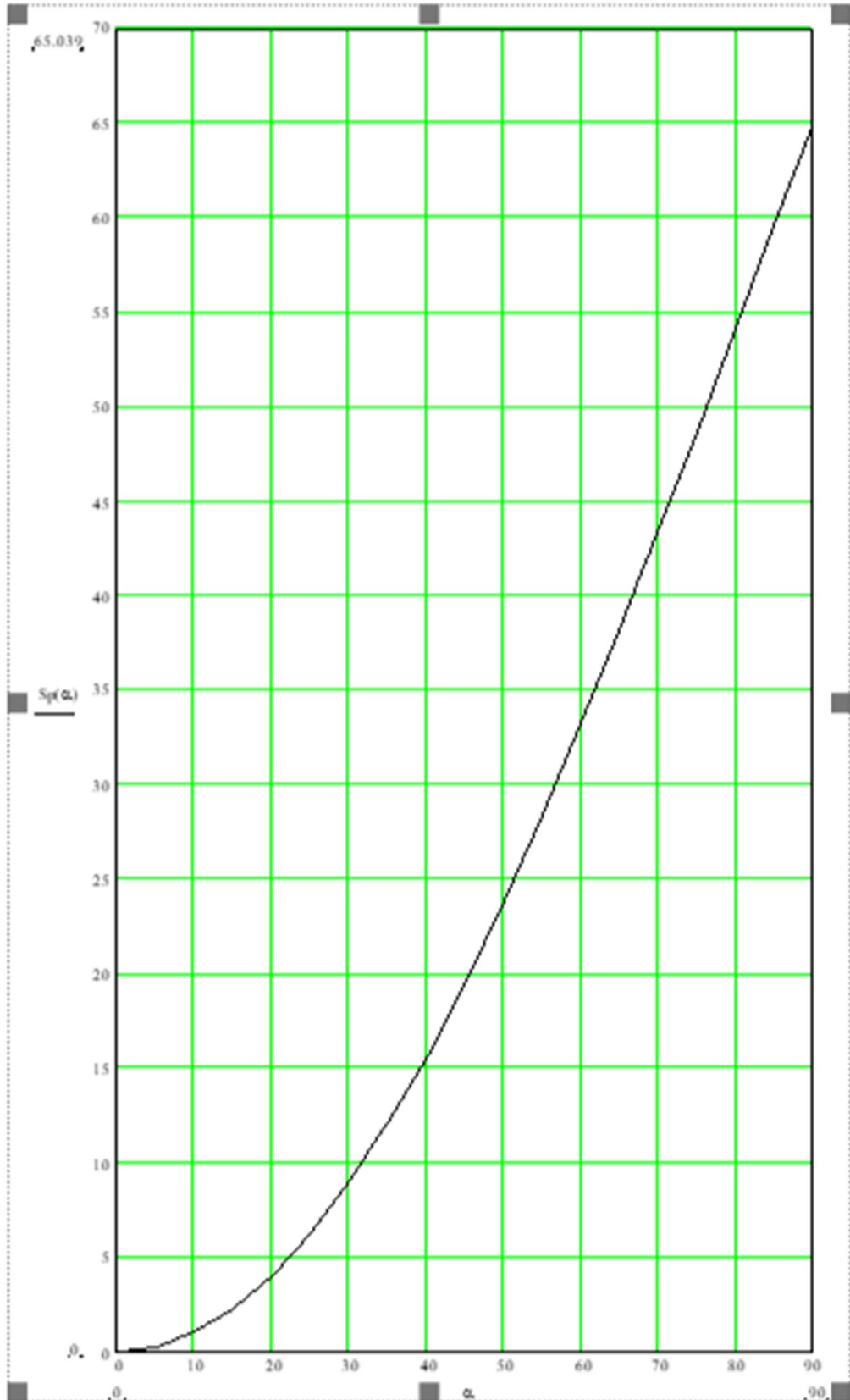


Рисунок 2.1 - Залежність переміщення повзуна від кута повороту вала

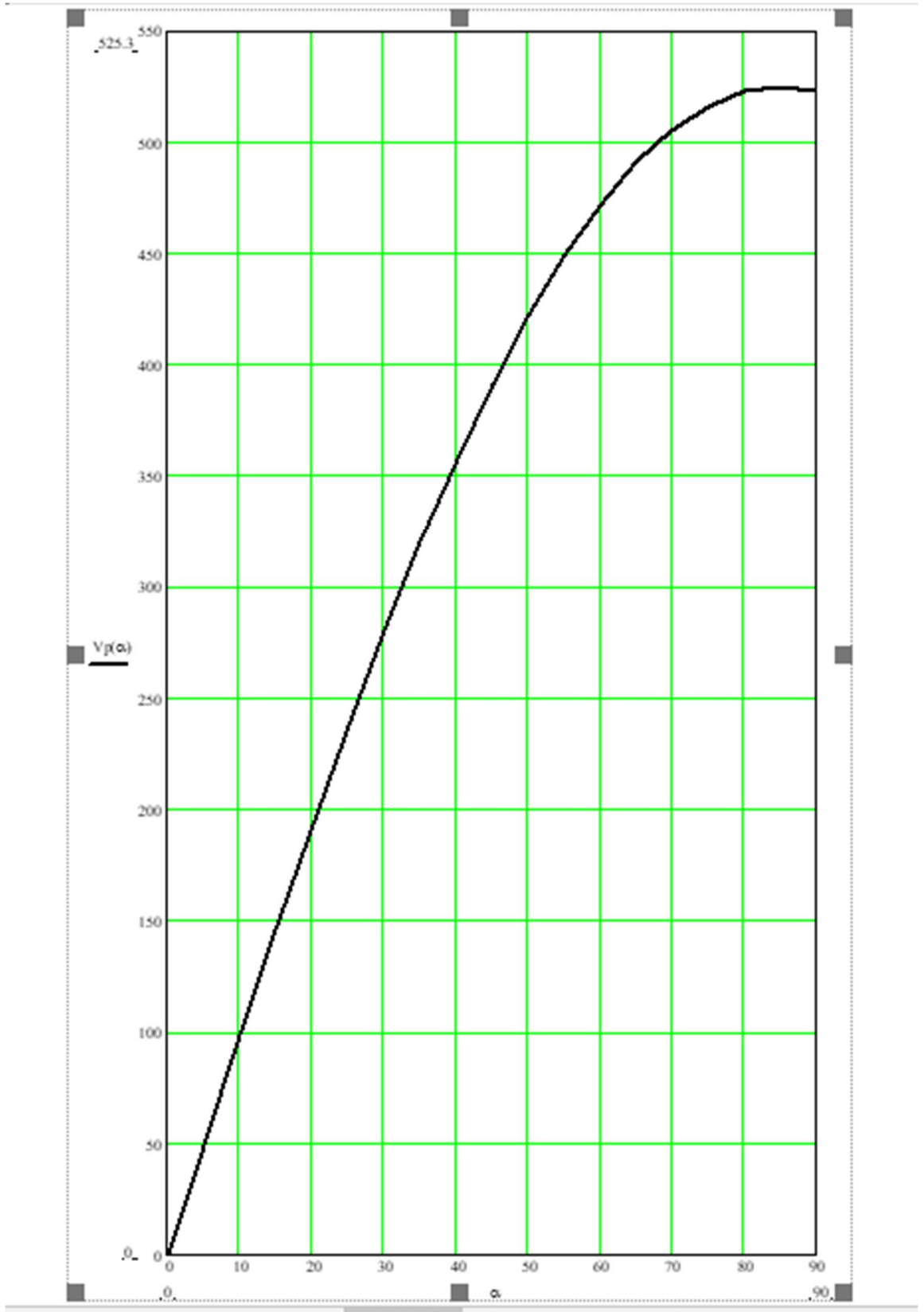


Рисунок 2.2 - Залежність швидкості переміщення повзуна від кута повороту вала

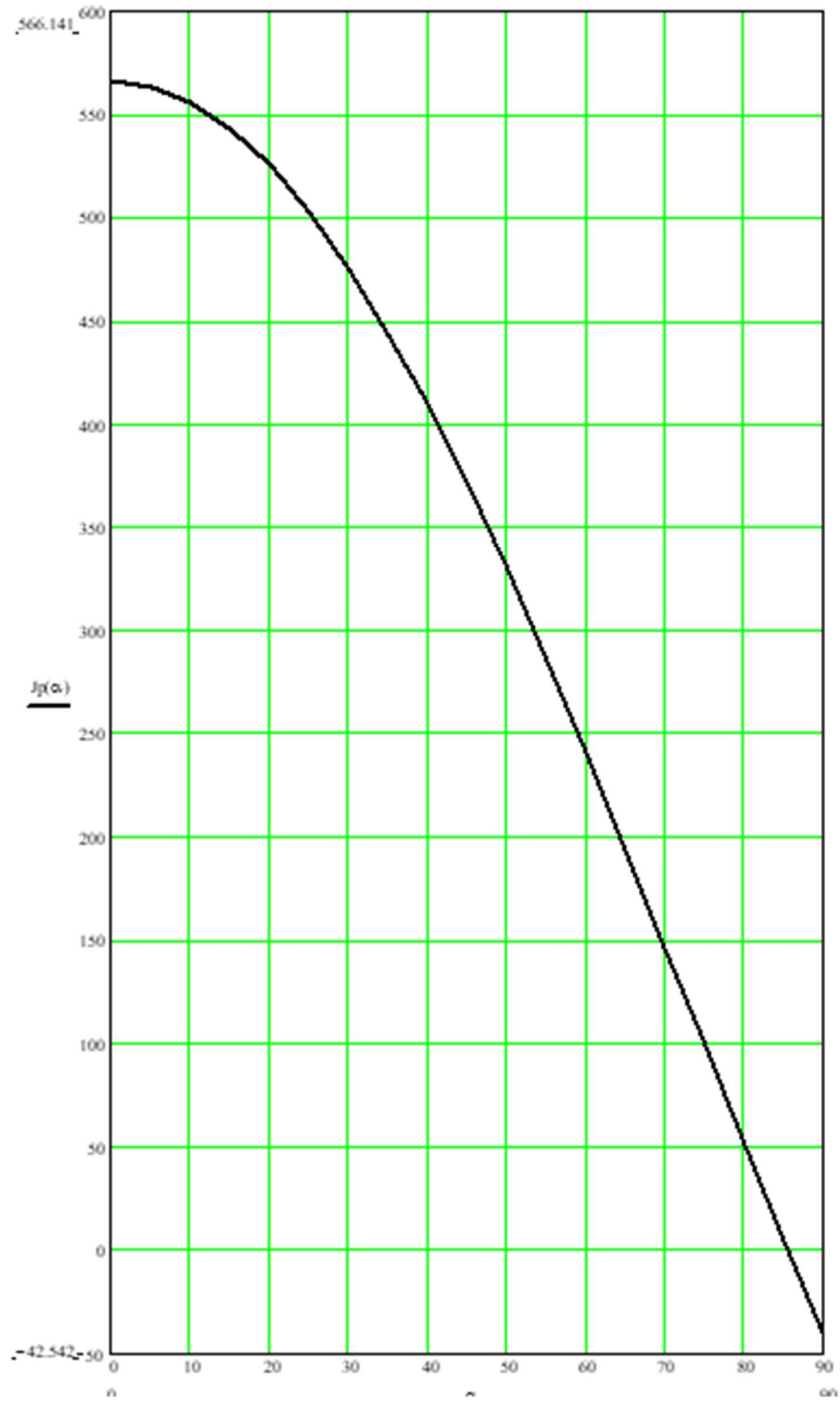


Рисунок 2.3 - Залежність прискорення переміщення повзуна від кута повороту вала

.3 Розбивка загального передатного відношення

Розбивка загального передатного відношення по передачах припускає визначення необхідності проміжних передач між двигуном і головним валом і, якщо вони необхідні, визначення їх передатних відносин, тобто визначенні числа обертів проміжних валів.

Якщо передбачуване число обертів головного двигуна n_o буде рівно приблизно 1460 обертів у хвилину загальне передатне відношення привода i_o , обумовлене по формул $i_o = \frac{n_o}{n_n} = \frac{1460}{80} = 18,25$, перевищує припустиме значення для клиноремінних передач і необхідно передбачити зубчасту передачу. Ухвалюючи передатне відношення зубчастої передачі $i_3 = 5,75$, знаходимо передатне відношення клиноремінної передачі

$$i_p = \frac{i_o}{i_3} = \frac{18,25}{5,75} = 3,17.$$

Число обертів прийомного вала складе $n_n = 80 * 5,75 = 460$ про/хв.

Статика виконавчого механізму

Основне завдання статичного розрахунків преса полягає в розрахунках залежності наведеного плеча mk від кута повороту кривошипного вала α .

Залежність для наведеного плеча зручно представляти у вигляді суми двох величин m_k^u і m_k^{μ}

$$mk = m_k^u + m_k^{\mu}, \quad (2.5)$$

де m_k^u - ідеальне наведене плече:

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

m_k^u – збільшення приведенного плеча, обумовлене тертям у кінематичних парах, називане *плечем тертя*:

$$m_k^u = \mu [(1 + \lambda)r_A + \lambda r_B + r_o],$$

μ – коефіцієнт тертя в шарнірах головного виконавчого механізму.

r_A, r_B, r_o – відповідно радіуси корінних опор, великої й малої головки шатуна.

Значення діаметрів опор визначені по кресленнях преса-аналога:

$$d_o = 140 \text{ мм}; d_A = 335 \text{ мм}; d_B = 160 \text{ мм}.$$

По наближених формулах (таблиця 5.6) [11]

$$d_o = 140 \sqrt{P + 0,02} = 141,39;$$

$$d_B = (1 \dots 1,2) d_o = 141,39 \dots 169,67;$$

$$d_A = (1,6 \dots 1,9) d_o = 226,23 \dots 268,65,$$

що досить близько до прийнятих значень.

Значення коефіцієнта тертя необхідно визначати залежно від значення комплексного показника J_k , виду змащення й виду розрахунків.

Комплексний показник J_k характеризує напруженість опор, швидкість ковзання й швидкість зближення поверхонь тертя опор при вижиманні змащення (ефект демпфірування)

$$J_k = \frac{P_n n_n^2}{\psi} = \frac{1000 \cdot 80^2}{32} = 2,133 * 10^5 \text{ кНхв}^{-2}/\text{графи},$$

де ψ – приведений кут робочого ходу, прийнятий залежно від типу преса й виконуваної технологічної операції. Для проектованого преса при виконанні неглибокої витяжки (рекомендованої типової операції) $\psi = 30 \dots 350$.

Для квазістатичного розрахунків крутного моменту (1-й тип розрахунків) і зазначеного значення комплексного показника Jk знаходимо, що коефіцієнт тертя μ при густім мастилi рівний 0,05.

Розрахункові значення наведеного плеча mk у діапазоні кутів повороту α головного вала від 0 до 90^0 із кроком 10^0 наведено в таблиці 2.2 і показані на рис .2.4

Для енергетичних розрахунків преса необхідно визначити кут заклинювання по формулі

$$\alpha_s \leq \frac{m_k^\mu}{R(1 + \lambda)} = \frac{0,01288}{0,065 (1 + 0,08125)} = 0,183 \text{ рад} = 10,5^0 .$$

Таблиця 2.2 - Приведене плече крутного моменту

| α | 0 | 10 | 20 | 30 | 40 | 50 | 60 | 70 | 80 | 90 |
|-------------|-------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| $mk,$ мм | 12,88 | 24,602 | 35,889 | 46,329 | 55,555 | 63,259 | 69,206 | 73,243 | 75,299 | 75,380 |

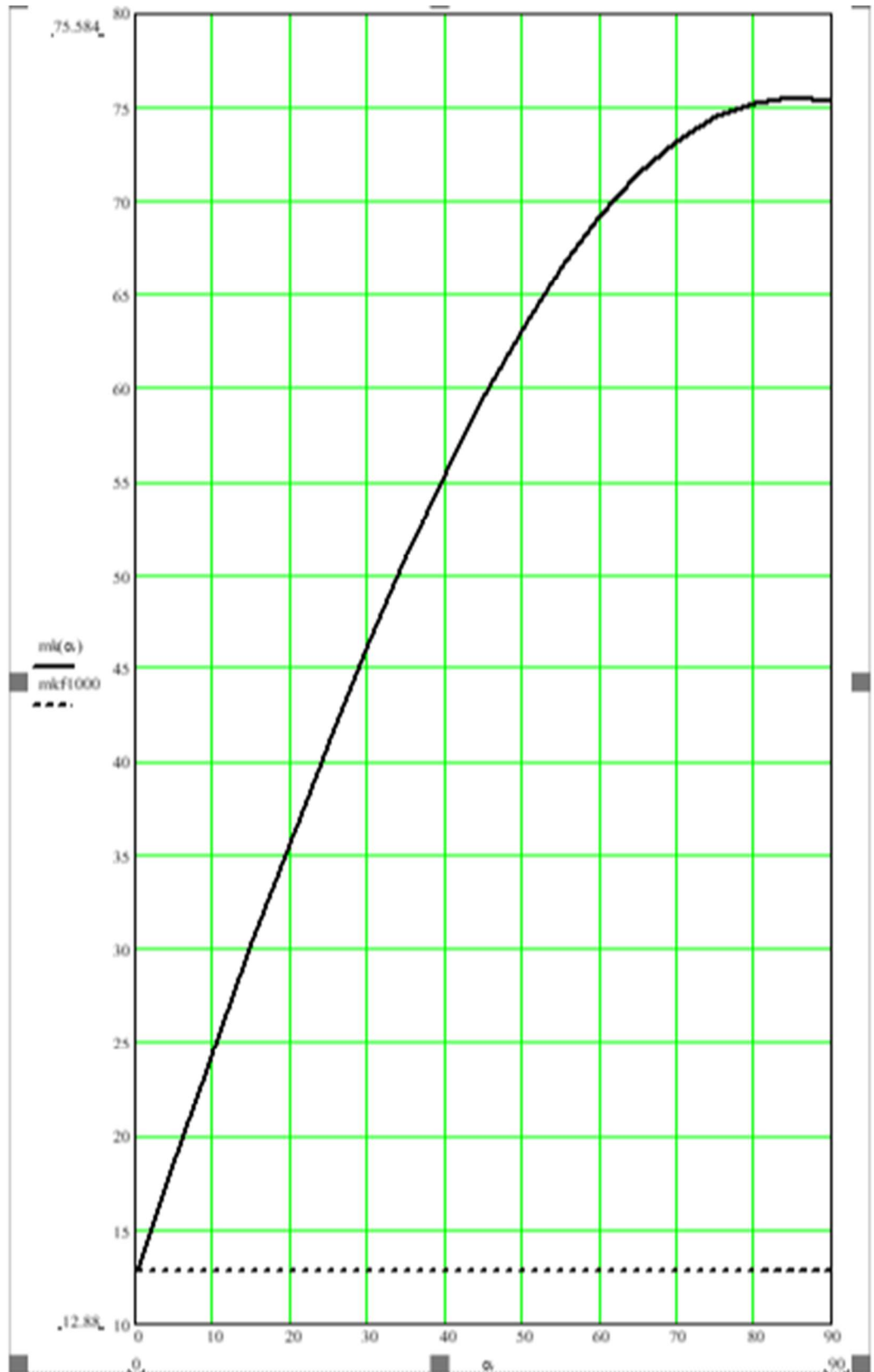


Рисунок 2.4 - Приведене плече крутного моменту

.5 . Енергетика преса

Основне завдання енергетичних розрахунків кривошипного преса полягає у визначенні витрати енергії на здійснення одного технологічного циклу, розрахунках необхідної потужності електродвигуна, необхідного моменту інерції маховика й визначенні коефіцієнтів корисної дії преса.

Баланс енергії в приводі кривошипного преса за один технологічний цикл складається з роботи A_e , затрачуваної на тертя між дисками муфти при її включенні й на розгін нерухливих ведених частин привода й ГВМа, роботи A_x на холосте переміщення механізмів преса й роботи A_p на здійснення робочого ходу

$$A_u = A_e + A_x + A_p.$$

Для практичних розрахунків витрати енергії A_e і A_x знаходять по наближених формулах

$$A_e = k_e P_n S_n,$$

$$A_x = k_x P_n S_n,$$

де k_e, k_x – коефіцієнти, прийняті по даним [11] залежно від типу преса; Для проєктованого преса $k_e = 0,01 \dots 0,03$; $k_x = 0,01 \dots 0,1$.

Ухвалюючи $k_e = 0,012$; $k_x = 0,02$ (табл. 4.1 [11]), знаходимо

$$A_e = 0,03 * 1000 * 0,13 = 3,9 \text{ кДж},$$

$$A_x = 0,04 * 1000 * 0,13 = 5,2 \text{ кДж}.$$

Енергія в період робочого ходу витрачається на пластичну деформацію металу A_d , на тертя в зчленуваннях ГВМ A_{mp} і на пружну деформацію системи прес-штамп A_z

$$A_p = A_d + A_{mp} + A_z.$$

Робота робочого ходу визначається в такий спосіб.

Виходячи зі статистичних даних по завантаженню кривошипних пресів установлені типові графіки зусиль деформації для найбільш характерних операцій, виконуваних на даному типі преса.

Вибір типу графіка при розрахунках преса конкретного технологічного призначення визначається переважною технологічною операцією, характерної для даного типу преса. Для заданого преса типовий операцій обрана неглибока витяжка (рис.2.5). База деформації становить $h_p = 0,35S_H = 0,35 \cdot 0,13 = 45,5$ мм. Максимальне зусилля деформації $P_{max} = 0,3P_H = 0,3$ МН.

Коефіцієнт повноти графіка = 0,785. у такому випадку робота пластичної деформації составит $A_p = k_p h_p P_{max} = 0,785 \cdot 0,3 \cdot 0,0455 = 0,0107152$ МДж.

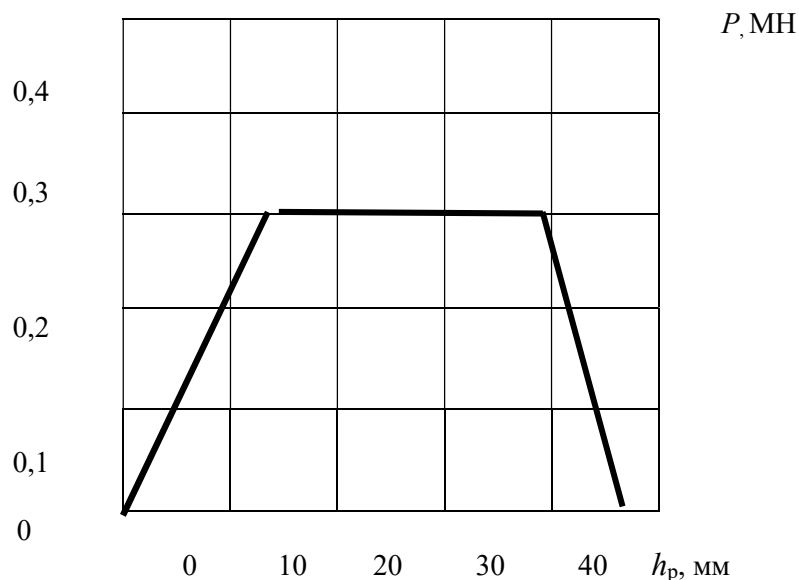


Рисунок 2.5 - Графік зусилля деформації

Пружна піддатливість системи прес-штамп змінює форму графіка зусиль деформації, причому, чим нижче твердість системи, тем зміни будуть

сильніше. Змінений графік зусиль деформації, що враховує пружну деформацію системи, називають *навантажувальним графіком*.

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

$$C = K\sqrt{P_n},$$

де K – коефіцієнт пропорційності, прийнятий залежно від типу преса по рекомендаціях [11].

Для проєктованого преса $K = 0,5 \dots 0,6$, тоді $C = 0,55$ МН/м.

Найбільша пружна деформація при дії номінального зусилля становить

$$l_{\max} = \frac{P_n}{C} = \frac{1}{0,55} = 1,818 \text{ мм.}$$

Пружна деформація при дії найбільшого зусилля деформації (0,3 МН) становить

$$l_p = \frac{P_{qx}}{C} = \frac{0,3}{0,55} = 0,5454 \text{ мм.}$$

Складаючи графік зусилля деформації й графік пружних деформацій одержимо навантажувальний графік (рис.2.6)

Після побудови навантажувального графіка в координатах $P_\delta = f(S)$ він повинен бути перетворений у графік $P_\delta = f(\alpha)$, де α – кут повороту головного вала. При перетворенні графіка кут повороту вала визначається по раніше отриманому графікові переміщення повзуна $S = f(\alpha)$ – рис.2.1.

Графік $P_\delta = f(\alpha)$ представлений на рис.4.7.

По відомій залежності будується діаграма крутних моментів

$$M = P_{\delta} mk.$$

Результати розрахунків представлено в таблиці 24.3.

Таблиця 2.3 – Розрахунок крутного моменту

| | | | | | | | |
|-------------------|------|------|-------|-------|-------|-------|-------|
| S , мм | 45,5 | 40 | 33 | 20 | 10 | 7 | 0 |
| α , гради | 72,5 | 68 | 60 | 46 | 32 | 27 | 0 |
| P_{δ} , МН | 0 | 0,12 | 0,3 | 0,3 | 0,3 | 0,3 | 0 |
| mk , мм | 73,8 | 72 | 69,2 | 60,1 | 48,4 | 43,5 | 12,88 |
| $M_{кр}$, МН·мм | 0 | 8,64 | 20,76 | 18,03 | 14,52 | 13,05 | 0 |

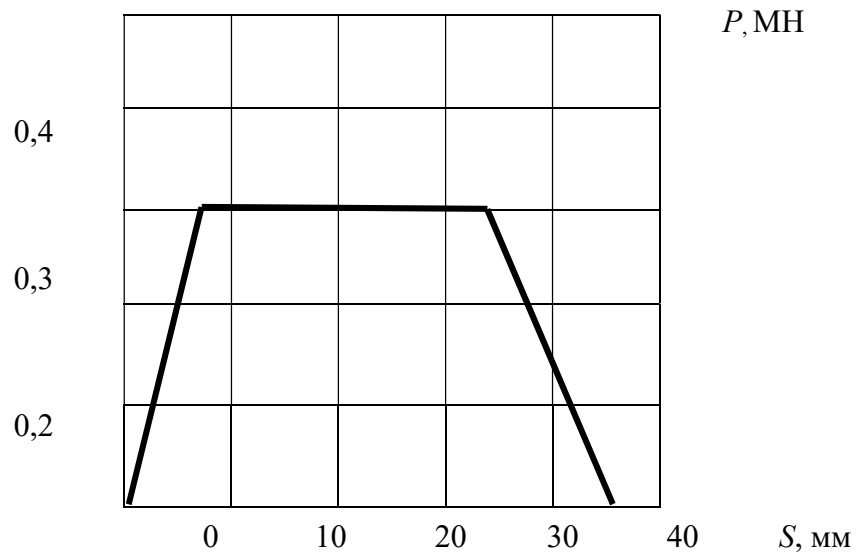
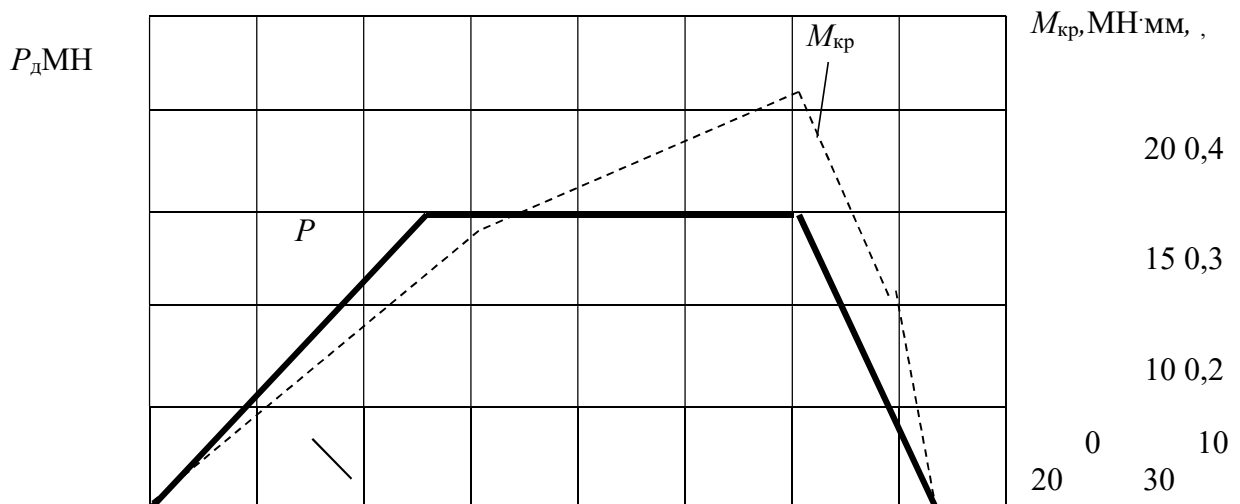


Рисунок 2.6 – Навантажувальний графік



40 50 60 70 α , град

Рисунок 2.7- Навантажувальний графік і графік крутного моменту

Планиметруючи діаграму $M = f(\alpha)$ на ділянці робочого ходу $\alpha_p = \alpha_{np} - \alpha_{кр}$, знаходимо величину витрати енергії на здійснення робочого ходу.

$$A_p = \int_{\alpha_{np}}^{\alpha_{кр}} M_k(\alpha) d\alpha \approx F_M \mu_M \mu_\alpha = 8877,5 \cdot 0,2 \cdot 0,008727 = 15,49 \text{ кДж},$$

де F_M – площа, обмежена кривій крутного моменту й осями координат,
 $F_M = 8877,5 \text{ мм}^2$;

μ_M – масштаб крутного моменту, 0,2 МН·мм/мм;

μ_α – масштаб кутів повороту головного вала, 0,008727 рад/мм.

Потужність короткозамкненого двигуна визначається по формулі

$$N_n = \frac{k \left(\frac{A_p}{\eta_o} + \frac{A_g}{\eta_m} \right) + A_x}{t_u}$$

де k – коефіцієнт запасу;

η_o – загальний КПД привода, у цьому випадку $\eta_o = 0,9506$ – клиноремінна й зубчаста передачі;

η_m – КПД передачі від муфти до двигуна, $\eta_m = 0,9506$.

Час технологічного циклу приблизно може бути визначене по заданому коефіцієнту використання ходів p_u , який являє собою відношення часу одного подвійного ходу t_{ox} до часу циклу t_u

$$t_u = \frac{t_{ox}}{p_u} = 60 / (80 \cdot 0,3) = 2,5 \text{ с.}$$

Коефіцієнт запасу k залежить від номінального ковзання S_n устанавленого двигуна. Для $n_i p_u = 80.0,3 = 24$, $S_n = 0,08-0,04$, коефіцієнт k рівний 1,2. По рис. 2.3 [11] коефіцієнт, необхідний при розрахунках моменту інерції маховика, при співвідношенні $A_x / (A_p + A_e) = 0,152$ рівний 0,85.

Підставляючи отримані значення, знаходимо

$$N_n = \frac{k \left(\frac{A_p}{\eta_o} + \frac{A_e}{\eta_m} \right) + A_x}{t_u} = \frac{1,2 \left(\frac{15,49}{0,9506} + \frac{1,56}{0,9506} \right) + 2,6}{2,5} = 9,64 \text{ кВт.}$$

По каталогу вибираємо найближчий двигун більшої потужності – двигун моделі 4A160S4B3 номінальною потужністю 15,0 кВт із номінальним числом обертів 1465 у хвилину.

Момент інерції маховика знаходять по формулі

$$J_M = k_\phi \frac{A_M}{j \omega_M^2},$$

де A_M – робота маховика під час робочого ходу;

k_ϕ – коефіцієнт, що враховує форму графіка моменту сил опору на кривошипному валу;

j – коефіцієнт нерівномірності ходу маховика

$$j = 2\varepsilon k(S_n + S_p);$$

S_p – пружне ковзання пасової передачі. У середньому $S_p = 0,02 \dots 0,04$;

ω_M – кутова швидкість маховика $\omega_M = 48,171 \text{ с}^{-1}$;

ε – коефіцієнт, що залежить від співвідношення між номінальним і критичним ковзанням двигуна, обумовлений залежно від коефіцієнта k ; вище отримане $\varepsilon = 0,85$.

Підставляючи отримані значення, знаходимо

$$j = 2\varepsilon k(S_n + S_p) = 2 \cdot 0,85 \cdot 1,2 \cdot (0,04 + 0,02) = 0,1224.$$

У період робочого ходу t_p робота двигуна $A_{dp} = N_n t_p h_o = 15,0 \cdot 0,15104 \cdot 0,9506 = 2,1537$ кДж, де t_p – час робочого ходу $t_p = t_{\text{ох}} a_p / 360 = 3,75 \cdot 72,5 / 360 = 0,15104$. Тоді робота маховика буде

$$A_M = A_p - A_{dp} = 15,49 - 2,1537 = 13,3363 \text{ кДж.}$$

Коефіцієнт k_ϕ для пресів, що працюють у режимі одиночних ходів, визначається по формулі

$$\begin{aligned} k_\phi &= \sqrt{\left(1 - \frac{\alpha_p}{2\pi} p_u\right)^2 + (2 - 6p_u + 3p_u^2) \frac{A_g}{A_p} + \left(\frac{A_g}{A_p}\right)^2} = \\ &= \sqrt{\left(1 - \frac{72,5}{360} 0,3\right)^2 + (2 - 6 \cdot 0,3 + 3 \cdot 0,3^2) \frac{1,56}{15,49} + \left(\frac{1,56}{15,49}\right)^2} = 0,86 \end{aligned}$$

Знаходимо

$$J_M = k_\phi \frac{A_M}{j \omega_M^2} = 0,86 \frac{13,3363}{0,1224 \cdot 48,171^2} = 40,408 \text{ кг м}^2.$$

Після вибору розмірів маховика, що забезпечують необхідний момент інерції, перевіряється максимальна лінійна швидкість обода, яка обмежується умовами міцності обода під дією відцентрових сил

$$V = \frac{D_M \omega_M}{2} \leq [V]$$

де D_M – діаметр обода маховика, $D_M = 0,65$ м;

ω_M – число обертів маховика у хвилину, $\omega_M = 48,171$ с⁻¹.

$$V = \frac{0,65 \cdot 48,171}{2} = 16,62 \leq [V].$$

Допустима швидкість $[V]$ приймається 40 м/с для сталевих маховиків.

Потужність двигуна перевіряється за часом розгону маховика

$$t_p = \frac{1,2 J_M \omega_M^2}{N_n} = \frac{1,2 \cdot 40,408 \cdot 48,171^2}{15000} = 7,501 \text{ с.}$$

Для асинхронних двигунів з нормальним ковзанням час розгону не повинний перевищувати 10 с, тобто параметри двигуна й маховика задовольняють усім вимогам.

Енергетичним коефіцієнтом корисної дії (ККД) технологічної машини називається відношення корисне витраченої роботи на подолання технологічних опорів до витраченої роботи протягом певного періоду часу.

Стосовно до кривошипних пресів, як і всім ковальсько-штампувальних машин, корисно використовуваною технологічною роботою є робота пластичної деформації.

Ефективність привода кривошипного преса оцінюється по величині середнього ККД технологічного циклу, або, інакше, цикловий ККД

$$\eta_u = \frac{A_D}{A_u} = \frac{A_D}{A_e + A_p + A_x} = \frac{10,7152}{15,49 + 1,56 + 2,6} = 0,5453.$$

Оцінка енергетичної досконалості ГВМ проводиться по величині ККД робочого ходу, який являє собою ККД механізму за локальний період робочого ходу

$$\eta_p = \frac{A_d}{A_p} = \frac{10,7152}{15,49} = 0,69175.$$

Значення ККД перебувають у межах, припустимих для кривошипних пресів розглянутого типу.

.6. Розрахунки головного виконавчого механізму

2.6.1 Допустимі зусилля по міцності головного вала

Допустимі зусилля на повзуну по міцності головного вала визначається по формулі, яка випливають із загальної формули для розрахунків вала на пружній основі

$$P_0 = \frac{0,1d_0^3\sigma_{-1u}}{nk_3\sqrt{U_u^2\Phi_\sigma + \Phi_\tau(0,5U_k + 0,17d_0U_Q)^2}}.$$

Коефіцієнти U_u , U_k і U_Q являють собою, відповідно, приведені плече згинального моменту, приведені плече крутного моменту й коефіцієнт поперечних сил. Значення коефіцієнтів U_u , U_k і U_Q залежать від конструкції головного вала й схеми привода ГВМа .

У проектуваному пресі використовується ексцентриковий вал з ексцентриковою втулкою. У такому випадку розрахунки проводиться для вала із втулкою як монолітного тіла. Розрахункова формула для розрахункового перетину В-У має в такому випадку вид (розрахункова схема № 5)

$$P_{\text{доп}} = \frac{0,1d_o^3\sigma_{-1u}}{nk_3\sqrt{\Phi_\sigma^B U_u^2 + 0,25\Phi_\tau^B(0,5m_k + 0,085d_o)^2}},$$

Тут позначене:

$$U_u = 0,17l_o - (l_1 + 0,7l_o)\frac{m_k \sin(\delta + \alpha_{uu})}{R_k \cos \alpha_{uu}}.$$

d_o – діаметр корінних опор вала;

σ_{-1} – границя витривалості матеріалу вала при симетричному знакозмінному циклі вигину, приймаємо для сталі 45Н $\sigma_{-1} = 250$ МПа;

n – загальний запас міцності, ухвалюємо 1,3;

k_3 – коефіцієнт еквівалентного навантаження;

Φ_σ , Φ_τ – коефіцієнти, що залежать від властивостей матеріалу. Значення коефіцієнтів матеріалу Φ_σ , Φ_τ визначаються по графіках, наведених в [11] залежно від розмірів шийки, матеріалу вала й співвідношення радіуса жолобника й діаметра шийки.

l_o – довжина корінної шийки вала, = 195 мм;

l_1 – відстань від середини колеса до корінної опори вала, = 150 мм;

R_k – радіус ділильної окружності зубчастого колеса. З розрахунку зубчастої передачі (див. далі) = 460 мм;

δ – настановний кут шестірні. Із креслення преса-аналога $\delta = 1150$;

α_{uu} – нормальний кут зачеплення. Для некоригованих коліс $\alpha_{uu} = 200$.

Лінійні розміри вала визначені в п. «Статика ГВМ».

Коефіцієнти Φ_σ і Φ_τ для діаметра $d_l = 140$ мм, сталі 45 нормалізованої й радіуса жолобника $r = 14$ мм, відповідно рівні $\Phi_\sigma = 1,75$; $\Phi_\tau = 3,0$.

Коефіцієнт еквівалентного навантаження k_3 визначається залежно від номінального числа ходів n_n і коефіцієнта використання числа ходів p_u . Прес відноситься до I-ої групи машин. Згідно з рекомендаціями [11] для

номінального числа ходів 80 у хвилину, коефіцієнта використання числа ходів 0,1...0,35 і терміну служби преса (15...18) тисяч годин (5-літній термін служби) коефіцієнт еквівалентного навантаження k_3 рівний 0,63.

Результати розрахунків допустимого зусилля по міцності головного вала наведені в табл. 2.4 і показані на рис.2. 8.

Таблиця 2.4 – Допустимі зусилля

| α , гради | 0 | 10 | 20 | 30 | 40 | 50 | 60 | 70 | 80 | 90 |
|---------------------|-------|-------|-------|-------|-------|------|------|-------|------|-------|
| $P_в$, МН | 2,088 | 2,147 | 1,998 | 1,764 | 1,551 | 1,39 | 1,28 | 1,212 | 1,18 | 1,179 |

2.6.2 Питомі зусилля в парах ГВМа

Оцінку навантаженості опор проводиться по величині центрального питомого зусилля q_o у нижній, самої навантаженої, точці опори. При початковому зазорі в шарнірах головного виконавчого механізму преса $\delta = 0,001 r$, питоме зусилля q_o визначається по мал. 5.24 [11], або по наступних формулах залежно від типу опори:

- циліндрична опора (корінні опори й більша головка шатуна)

$$q_o = 5,1277 q_{cp}^{0,8225},$$

- сферична опора, пара сталь-сталь (мала головка шатуна)

$$q_o = 19,2352 q_{cp}^{0,6828}.$$

Питоме зусилля q_{cp} у формулах визначається по наступних формулах.

Питомі зусилля в малій головці шатуна (у кульовій головці)

$$q_B = \frac{P_H}{\pi r_B^2} = \frac{1}{\pi 0,08^2} = 49,736 \text{ МПа.}$$

Питомі зусилля у великій головці шатуна

$$q_A = \frac{P_H}{d_A l_{ш}} = \frac{1}{0,355 * 0,155} = 19,258 \text{ МПа.}$$

Питомі зусилля в опорах головного вала

$$q_O = \frac{P_H}{2d_O l_O} = \frac{1}{2 * 0,14 * 0,195} = 18,315 \text{ МПа.}$$

У формулах позначене:

d_a, d_b, d_o – відповідно діаметр шатунної шийки головного вала, малої головки шатуна й корінних опор вала:

$l_{ш}, l_O$ – відповідно ширина шатунної шийки, ширина малої головки шатуна й довжина корінних опор вала. Із креслень преса-аналога $l_O = 0,195$; $l_{ш} = 0,155$.

По рис. 5.24 [11] знаходимо $q_0^O = 42 \text{ МПа} < [q_0]_O = 23...55 \text{ МПа}$; $q_0^A = 45 \text{ МПа} < [q_0]_A = 30...73 \text{ МПа}$; $q_0^B = 135 \text{ МПа} < [q_0]_B = 75...190 \text{ МПа}$. Припустимі значення питомих зусиль у шарнірах механізмів пресів наведені в табл. 5.10 [11].

Навантаженість опор перевіряється також по потужності тертя на одиницю площі опори

$$N_y = \frac{p_u n_n \mu R k_q k_\beta \psi}{120l},$$

де p_u – коефіцієнт використання числа ходів, $p_u = 0,2$;
 R – реакція в опорі при номінальній зусиллі на повзуну;
 k_q – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу питомих сил;
 k_β – середньо інтегральний аналог швидкості, що враховує тип ГВМа;
 ψ – приведений кут робочого ходу, прийнятий по табл. 3.2 залежно від типу преса й виконуваної технологічної операції, $\psi = 30^\circ$;
 l – загальна довжина опори або діаметр сфери в з'єднанні шатуна з повзуном.

Реакції в опорах відповідно до навантажувального графіка прийняті рівними для опор A и B – 0,3 МН; для опори $ПРО$ – 0,15 МН.

Для опор ГВМ знаходимо

$$N_{yA} = \frac{0,2 * 80 * 0,3 * 0,05 * 30 * 1,6 * 1,08125}{120 * 0,155} = 0,6696 \text{ МН/м.хв};$$

$$N_{yB} = \frac{0,2 * 80 * 0,3 * 0,05 * 30 * 1,6 * 0,08125}{120 * 0,160} = 0,0487499 \text{ МН/м.хв};$$

$$N_{yO} = \frac{0,2 * 80 * 0,15 * 0,05 * 30 * 1,6}{120 * 0,195} = 0,24615 \text{ МН/м.хв};$$

Для бронзових вкладишів N_y не повинен перевищувати 0,6 МН/(м. хв), для сталевих опор – 1,2 МН/(м. хв), у такий спосіб умови працездатності опор виконуються.

2.6.3 Розрахунок шатуна

При розрахунках однокривошипних пресів передбачається, що шатун зазнає дії повного стискального зусилля $P = P_H$.

При числі ходів повзуна більш 200 у хвилину слід ураховувати сили інерції, які діють разом зі стискаючими або розтягувальними силами, тобто мають із ними однакові напрямки.

Величина сили інерції ГВМ визначається по формулі

$$P_{\text{и}} = \frac{Gn^2 R(1 + \lambda)}{895},$$

де G – вага повзуна, збільшений на 30 % для обліку ваги шатуна й штампа, прийняте $G = 6000$ Н;

n – число ходів повзуна у хвилину.

Знаходимо

$$P_{\text{и}} = \frac{6000 \cdot 80^2 \cdot 0,065(1 + 0,08125)}{895} = 3015,42 \text{ Н.}$$

Тобто для проектованого преса інерційні сили незначні в порівнянні з номінальним зусиллям (1 МН).

Крім сил, шатун зазнає дії згинального моменту, який виникає від сил тертя в ГВМ.

$$M_{\text{и}}^{\mu} = \mu P \left(r_{\text{в}} - x \frac{r_{\text{а}} + r_{\text{в}}}{L} \right).$$

де x – відстань від центру нижньої головки шатуна до небезпечного переріза, яким прийнятий перетин на початку різьблення гвинта на відстані $x = 150$ мм.

Знаходимо

$$M_{\text{и}}^{\mu} = 0,05 \cdot 1 \left(0,080 - 0,15 \frac{0,1675 + 0,080}{0,8} \right) = 0,0016796 \text{ МНм.}$$

Розрахунки стрижня шатуна на статичну міцність

Стискаючі напруги в будь-якому перетині стрижня

$$\sigma_{сж} = \frac{P}{F} = \frac{1}{0,0085} = 117,64 \text{ МПа,}$$

де F – площа розглянутого поперечного переріза, $F = 0,0065 \text{ м}^2$.

Напруження вигину

$$\sigma_{и} = \frac{M_u}{W_z} = \frac{0,0016796}{0,00015} = 11,144 \text{ МПа,}$$

де W_z – момент опору вигину обраного перетину щодо осі Z , $W_z = 0,00015 \text{ м}^3$.

Статична міцність шатуна визначається з умови

$$n = \frac{\sigma_T}{\sigma_{и} + k_{д} \sigma_{сж}} = \frac{280}{11,144 + 1,1 \cdot 117,64} = 1,992 \geq [n].$$

Коефіцієнт динамічності по статичних напругах $k_{дс}$ обраний по табл. 5.3 як для головного вала рівним 1,1; припустимий запас міцності $[n]$ ухвалюється рівним 1,8...2,0. Границя текучості матеріалу шатуна обраний по табл. 5.1 для сталі 45 рівним 280 Мпа .

Розрахунки стрижня шатуна на витривалість

Міцність шатуна на витривалість визначається з умови

$$n_p = \frac{2\sigma_{-1}}{k_\gamma (1 + k_{p\sigma}) (\sigma_{сж} + \sigma_{и}) k_\sigma / (\varepsilon\beta)} \geq [n_p],$$

де $\sigma-l$ – границя витривалості матеріалу на вигин, ухвалюється по табл. 5.1 для сталі 45 рівним 250 МПа;

k_σ – коефіцієнт еквівалентного навантаження, вибирається по табл. 5.9 як для головного вала рівним 0,63;

$k_{p\sigma}$ – коефіцієнт реверсивного навантаження по нормальних напругах, вибирається по табл. 5.4 рівним 0,01;

k_σ – ефективний коефіцієнт концентрації напруг; для стрижня $k_\sigma = 1,2$;

ε – масштабний фактор; для шатунів зі сталі $\varepsilon = 0,9$;

β – коефіцієнт, що враховує якість поверхні; при $\sigma_s = 800$ МПа $\beta = 0,53$;

Коефіцієнт запасу міцності $[n_p]$ ухвалюється рівним 1,6... 1,8.

Знаходимо

$$n_p = \frac{2 \cdot 250}{0,63 \cdot (1 + 0,01) \cdot (117,64 + 11,144) \cdot 1,2 / (0,9 \cdot 0,53)} = 2,425 \geq [n_p]$$

Перевірка нарізки шатуна

Для складених шатунів проводиться перевірка різьбової частини гвинта й стрижня на зминання й вигин .

Напруження зминання різьблення

$$\sigma_{cm} = \frac{4P}{\pi n (d_0^2 - d_2^2)} \leq [\sigma_{cm}],$$

де n – число витків різьблення;

s – крок різьблення ;

Знаходимо

$$\sigma_{cm} = \frac{4 \cdot 1}{\pi \cdot 50 \cdot (0,1^2 - 0,0935^2)} = 20,2455 \leq [\sigma_{cm}] \text{ МПа.}$$

Напруження вигину витків різьблення

$$\sigma_n = \frac{3P(d_o - d_2)}{2\pi s^2 \beta_1^2 d_0 n} = \frac{3 \cdot 1 \cdot (0,1 - 0,0935)}{2\pi \cdot 0,006^2 \cdot 0,5^2 \cdot 0,1 \cdot 50} = 68,9667 \leq [\sigma_n] \text{ МПа.}$$

де $\beta_1 = h/s$ – коефіцієнт товщини витка, $\beta_1 = 0,5$.

напруги, що допускаються, змінання для сталі 45у рівні 80 Мпа напруги, що допускаються, вигину ухвалюються для сталі 45в – 80 Мпа, тобто міцність забезпечується.

2.6.4 Розрахунок врівноважувача повзуна

Розрахункове зусилля врівноважувача визначається з урахуванням інерційних сил

$$G_p = G \left(1 + \frac{n_u^2 R(1 + \lambda)}{895} \right) = 6000 \cdot \left(1 + \frac{80^2 \cdot 0,065 \cdot (1 + 0,08125)}{895} \right) = 9015,419 \text{ Н.}$$

Тоді діаметр циліндра тягнучого врівноважувача буде

$$D_y = \sqrt{\frac{1,5G_p}{ip_a} + d_{шт}^2} = \sqrt{\frac{1,5 \cdot 9015,419}{2 \cdot 500000} + 0,020^2} = 0,114556 \text{ м.}$$

де i – кількість врівноважувачів $i = 2$; $d_{шт}$ – діаметр штока $d_{шт} = 20$ мм.

Приймаємо діаметр циліндра 115 мм.

Обсяг ресивера V_p ухвалюється не менш 4 обсягів в V_y

$$V_p = 4F_y S_{max} = 4 \cdot 0,785 \cdot 0,1152^2 \cdot 2 \cdot 0,13 = 0,0108 \text{ м}^3,$$

де F_y – площа поршня врівноважувача;

S_{max} – максимальний хід повзуна.

Таким чином, повний обсяг ресивера $V_{рп}$ для забезпечення нормальної роботи муфти, гальма й врівноважувача становить $10800+30749,7 = 41549,7$ см³. Ухвалюємо $V_{рп} = 42000$ см³.

2.6.5 Розрахунок чашкового запобіжника

Товщина пластини чашкового запобіжника, що зрізується, визначається по формулі

$$S = k \frac{P}{\sigma_b D_{cp}},$$

де k – коефіцієнт, що залежить від матеріалу стрижня; Для сталі $k = 0,5$;

D_{cp} – розрахунковий діаметр у мм, $D_{cp} = 0,5(D+d)$, $D = d + 0,25S$.

Приймаємо розрахунковий діаметр із креслення рівним 100 мм, задаючи межу міцності для сталі 45 рівним 700 МПа, знаходимо

$$S = 0,5 \frac{1}{700 \cdot 0,1} = 0,007143 \text{ м} = 7,1 \text{ мм.}$$

6.6 Допустимі зусилля по міцності зубчастої передачі

Зусилля на повзуну, що допускається міцністю зубчастої передачі визначається по формулі

$$P_{д}^{zn} = k_1 k_2 \frac{M_{min}}{m_k},$$

де k_1 – коефіцієнт нерівномірності навантаження;

k_2 – коефіцієнт типу привода, для простого привода $k_2 = 1$;

M_{min} – найменший крутний момент щодо осі головного вала, що допускається міцністю зубчастого колеса;

mk – приведенне плече крутного моменту.

Для однобічного привода однокривошипних пресів коефіцієнт $k_1 = 1$.

Мінімальний момент M_{min} рівний найменшому крутному моменту, що допускається міцністю одного або декількох зубчастих коліс привода, наведений до головного вала. Для всіх зубчастих коліс привода визначаються крутні моменти, припустимі по різних умовах їх міцності. Для коліс, розташованих не на головному валу, приведення моменту проводиться по формулі

$$M_{min} = \frac{M_{min}^k}{\eta_3} i_3,$$

де M_{min}^k – крутний момент щодо власної осі, припустимий міцністю k -го колеса;

i_3 – передатне відношення між віссю головного вала й віссю k -го колеса;

η_3 – КПД передач між головним валом і віссю k -го колеса.

Мінімальний крутний момент M_{min}^k визначається в результаті наступних трьох перевірок:

- виходячи із припустимої пластичної деформації зубів колеса (контактна міцність при дії максимального навантаження) $M_{п}$;
- виходячи з втомної міцності зубів колеса або шестірні на вигин (для запобігання появи втомного зламу зуба) $M_{и}$;
- виходячи із границі витривалості поверхонь зубів колеса (контактна витривалість) $M_{к}$.

Остання перевірка проводиться тільки для закритих зубчастих передач пресів-автоматів.

Із усіх знайдених, що допускаються крутних моментів для всіх коліс визначається найменший, який і є мінімальним моментом M_{min} .

2.6.7 Перевірка зусилля припустимого пластичною деформацією зубів колеса

Мінімальний крутний момент визначають по формулі

$$M_n = \left(\frac{[\sigma_k]_{max}}{CC_1 \cos \beta} \right)^2 \frac{z_k^2 m_n^2 b_k}{k_n (i \pm 1)},$$

де $[\sigma_k]_{max}$ – контактна напруга, що допускається нормальне (МПа) з обліком деякої пластичної деформації. Для сталі 35Л (матеріал колеса) $[\sigma_k]_{max} = 1180$ МПа.

C – коефіцієнт, що враховує модуль пружності матеріалу зубчастого колеса й шестірні; $C = 214$;

C_1 – коефіцієнт, що враховує кут зачеплення. Для прямозубих некоригованих коліс $C_1 = 1$;

zk – число зубів колеса, $zk = 92$;

m_n – нормальний модуль зачеплення $m_n = 10$ мм;

b_k – ширина колеса, $b_k = 150$ мм;

kn – коефіцієнт навантаження при розрахунках по пластичних деформаціях, що допускаються, поверхонь зубів

$$kn = k_{1n} k_2 k_4;$$

k_{1n} – коефіцієнт перевантаження, $k_{1n} = M_{kmax} / M_{knom}$. Т. к. кривошипний прес постачений запобіжним пристроєм, розрахованим на 30 %-ну перевантаження, то значення $k_{1n} = 1,3$;

k_2 – коефіцієнт концентрації навантаження, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по ширині колеса, що виникає внаслідок пружної деформації опор, валів, а також похибок виготовлення $k_2 = 1$;

k_4 – коефіцієнт, що враховує динамічне навантаження в зачепленні через неточності виготовлення; Окружна швидкість V зачеплення визначається по формулі

$$V = \frac{\pi n_k m_n z_k}{60} = \frac{\pi * 80 * 0,01 * 92}{60} = 3,854 \text{ м/с.}$$

Для 6 ступеня точності й нефланкированих коліс по табл. 6.6 $k_4 = 1,4$;

n_k – число обертів у хвилину вала колеса $n_k = 80$ про/хв;

i – передатне відношення зубчастої передачі $i = 5,75$. Для зовнішнього зачеплення ухвалюється верхній знак.

Для некоригованих коліс кут зачеплення $\alpha_{ш}$ рівний 20° .

Знаходимо

$$M_n = \left(\frac{1180}{1 * 214 * \cos 0} \right)^2 \frac{92^2 * 0,01^2 * 0,15}{1,3 * 1 * 1,4 * (5,75 + 1)} = 0,3142 \text{ МН·м.}$$

2.6.8 Перевірка допустимого зусилля по втомній міцності зубів колеса на вигин

$$M_n = \frac{y_k m_n^2 z_k b_k [\sigma_{-1u}] k_\varepsilon}{0,34 k_n (1 + \varphi) \Phi_\sigma [n_n] \cos \beta},$$

де y_k – коефіцієнт форми зуба, що залежить від числа зубів, кута їх нахилу, коефіцієнта зсуву й типу передачі; для нульового зсуву й зазначеного вище числа зубів коефіцієнт y_k для шестірні $y_k = 0,099$, для колеса $y_k = 0,193$;

$[\sigma_{-1i}]$ – межа втоми матеріалу колеса (МПа) при вигині й симетричному циклі, для шестірні сталь 45у) $[\sigma_{-1i}] = 330$ МПа; для колеса (сталь 35Л) $[\sigma_{-1i}] = 230$ МПа;

k – коефіцієнт, що враховує ступінь перекриття, ухвалюється рівним 1 для прямозубих передач;

$k_{и}$ – коефіцієнт навантаження при вигині,

$$k_{и} = k_1 k_2 k_{3i} k_4 ;$$

k_1 – коефіцієнт перевантаження; при розрахунках на утому $k_1 = 1$;

k_{3i} – коефіцієнт еквівалентного навантаження (див. далі);

φ – коефіцієнт, що враховує нагружение передачі моментом, зворотним за знаком робочому моменту, переданому муфтою, по табл. 6.9 $\varphi = 0$;

Φ_{σ} – коефіцієнт враховуючий властивості матеріалу;

$$\Phi_{\sigma} = \Phi_{\sigma 0} + \psi_{\sigma} ;$$

$\Phi_{\sigma 0}$ – коефіцієнт, що враховує концентрацію напруження і масштабний фактор, по табл. 6.10 при $\sigma_b = 500 \dots 600$ МПа й $m_n = 10$ мм для шестірні й колеса $\Phi_{\sigma 0} = 1,8$;

$[n_{и}]$ – коефіцієнт запасу міцності, щодо межі міцності при вигині при нереверсивнім навантаженні, по табл. 6.11 $= 1,8$ для шестірні й 2 для колеса.

Коефіцієнт еквівалентного навантаження при розрахунках на втомну міцність k_{3i} знаходять по формулі

$$k_{3и} = \delta_{и} \sqrt[m]{n_{и} p_{и} k_{вер} i_i} ,$$

де $\delta_{и}$ – коефіцієнт інтенсивності навантаження при розрахунках на втомну міцність, по табл. 6.12 для 3-й групи машини і 15...18 тисяч годин терміну служби $uk = 0,361$;

$k_{вер}$ – коефіцієнт імовірності навантаження.

Показник m прийнятий рівним 9.

Фіксований додаток навантаження відносно КНП повзуна приводить до того, розрахункове навантаження сприймається тільки частиною зубів, тому в розрахунках на витривалість при визначенні коефіцієнта $k_{зi}$ число циклів зміни напруження слід помножити на коефіцієнт імовірності навантаження зубів розрахунковим навантаженням $k_{вер}$.

Коефіцієнт $k_{вер}$ залежить від далекості головного вала від, що розраховується щабля, типу зубчастої передачі щаблі, місця розташування муфти. При розташуванні муфти на головному валу ймовірність навантаження тих самих зубів розрахунковим навантаженням у тихохідній і наступних щаблях зменшується. У цьому випадку коефіцієнт $k_{вер}$ для колеса ухвалюється рівним 0,08...0,1.

Знаходимо для колеса $k_{зi} = 0,361 * \sqrt[9]{80 * 0,22 * 0,09 * 1} = 0,487$. Тому що $k_{зi} < 0,6$, тоді ухвалюється $k_{зi} = 0,6$.

Знаходимо для шестірні $k_{зi} = 0,361 * \sqrt[9]{80 * 0,22 * 0,09 * 5,75} = 0,60648$.

Остаточо знаходимо для шестірні

$$M_{шш} = \frac{0,099 * 0,01^2 * 16 * 0,16 * 330 * 1}{0,34 * 0,849 * 1 * 1,9 * 1,8 * 1} = 0,008471 \text{ МН}\cdot\text{м.}$$

Приведений до головного вала момент буде рівний $0,008471 * 5,75 = 0,0487 \text{ МН}\cdot\text{м.}$

Для колеса

$$M_{ик} = \frac{0,193 * 0,01^2 * 92 * 0,15 * 230 * 1}{0,34 * 0,840 * 1 * 2 * 1,9 * 1} = 0,056444 \text{ МН}\cdot\text{м.}$$

Із трьох знайдених значень моментів, переданих колесом і шестірнею найменше значення ставиться до згинальної міцності шестірні, тобто $M_{min} = 0,0487 \text{ МН}\cdot\text{м.}$ Підставивши це значення в розрахункову формулу для допускового зусилля визначаємо допускні зусилля в діапазоні кутів від 0 до 90°. Результати розрахунків наведено в таблиці 2.5.

Таблиця 2.5 - Зусилля, що допускається на повзуну по міцності зубчастої передачі

| | | | | | | | | | | |
|--------------------|-------|------|-------|-------|-------|------|-------|-------|-------|-------|
| α , град | 0 | 10 | 20 | 30 | 40 | 50 | 60 | 70 | 80 | 90 |
| P_v , МН | 3,782 | 1,98 | 1,357 | 1,051 | 0,877 | 0,77 | 0,704 | 0,665 | 0,647 | 0,646 |

.6.9 Умови міцності й графіки припустимих зусиль

За результатами розрахунків допускних зусиль на повзуну по міцності головного вала й зубчастої передачі на рис.3.8 представлений графік навантажень, що допускаються, на повзуну, на яким також представлений навантажувальний графік зусилля деформації, який розраховується при енергетичних розрахунках преса (див. далі). Достатньою умовою міцності основних деталей преса є неперетинання навантажувального графіка зусилля деформації із графіком навантажень, що допускаються, і відповідність розрахункового номінального кута рекомендованому значенню за довідковим даними.

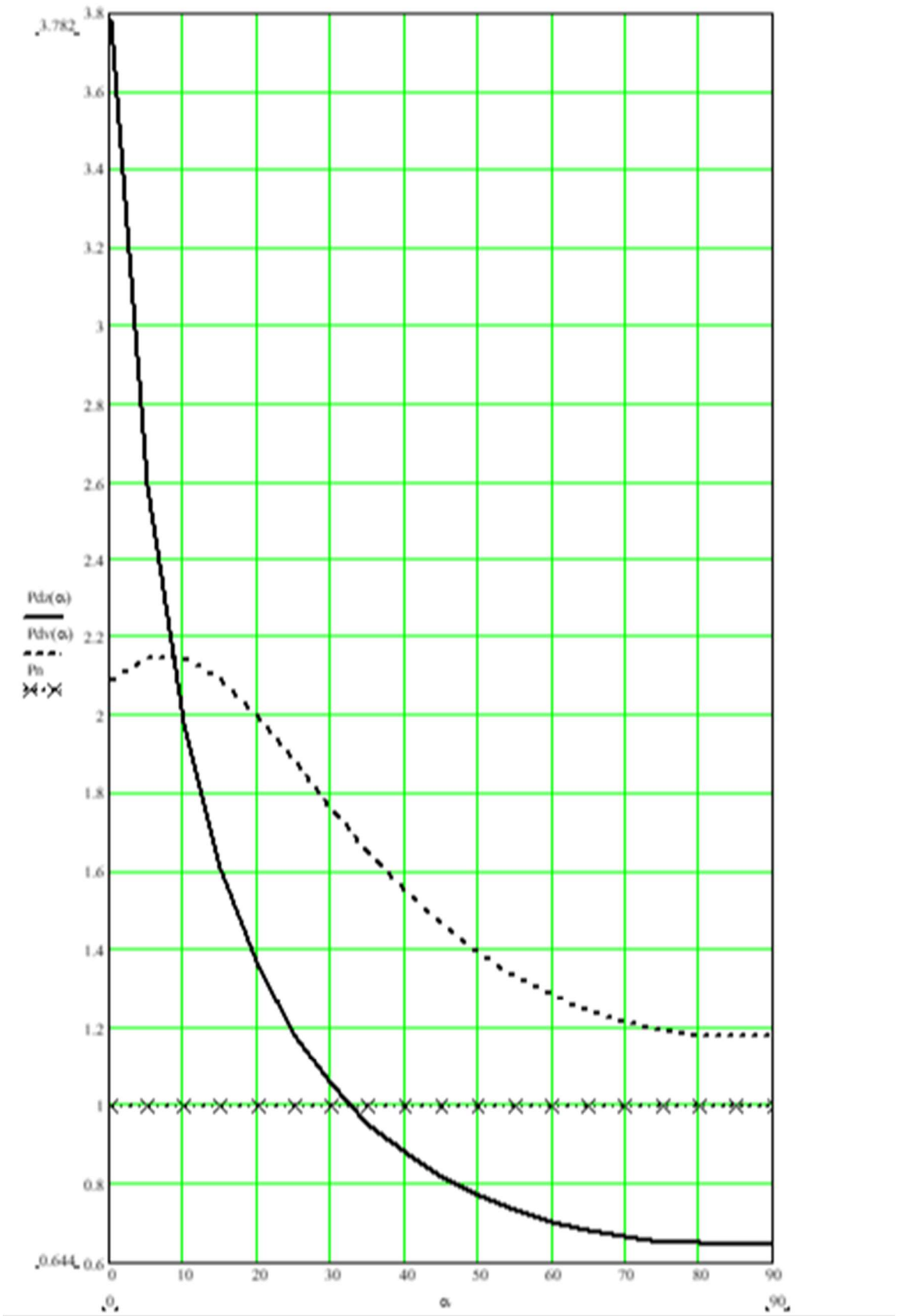


Рисунок 2.8 - Графік допускних зусиль на повзуну по міцності головного вала (а) і зубчастої передачі (б)

2.7 Розрахунок станини відкритого типу на жорсткість і міцність

Конструкція станини визначається комплексом вимог, основними з яких є:

- забезпечення необхідної точності штампування при заданих розмірах штампового простору;
- простота конструкції і зручність обслуговування;
- забезпечення необхідної точності взаємного розташування вузлів і деталей при оптимальній жорсткості і міцності;
- компактність і низька металоємність;
- економічність виготовлення;
- задоволення вимог ергономіки і технічної естетики.

Сукупність зазначених вимог накладає визначений відбиток на кожен станину, що у сполученні з технологічними умовами роботи преса на заданій операції штампування визначили конструкцію й основні параметри станин кожного типу пресів.

Литі станини виготовляють із сірого чавуну СЧ 25, СЧ 40, високоміцного чавуну ВЧ 45–5, чи зі сталі 35Л. Зварені станини виготовляють зі сталевих прокату Ст3.

Як зазначалось вище, станини відкритих пресів будь-якого конструктивного виконання піддаються нецентральному навантаженню, у результаті чого виникає перекош напрямних повзуна щодо столу і, відповідно, перекош повзуна. Основною метою розрахунку таких станин є забезпечення необхідної міцності, вертикальної жорсткості і максимально можливе зменшення цього перекошу.

Базовим перетином, розмірами якого задаються спочатку, є горизонтальний перетин на рівні робочої поверхні столу. Всі інші силові елементи станини проектують, виходячи з розмірів цього перетину. Розміри

окремих перетинів вибираються на основі емпіричних співвідношень і статистичних даних.

Розрахункова схема станини спрощено представляється у виді незамкнутої рами постійного перетину, що піддається дії вертикальної сили, прикладеної по осі повзуна. Навантаженням на напрямні і горизонтальними складовими зневажають. Розташування нейтральних осей збігається з центрами ваги перетинів на різних ділянках.

Згинальні моменти M_i , нормальні N_i і поперечні Q_i сили для двостоякової станини визначаються по формулах:

$$\begin{aligned} M_1 = M_3 = P_n X; \quad M_2 = M_D = P_n l_3 \sin \varphi; \quad M_{b1} = P_n l_1; \\ Q_1 = P_n; \quad Q_2 = 0; \quad Q_3 = P_n \sin \varphi; \\ N_1 = 0; \quad N_2 = P_n; \quad N_3 = P_n \cos \varphi; \end{aligned} \quad (2.6)$$

де X - відстань від вертикальної осі повзуна до розрахункового перетину станини.

Перевірка станини на міцність виконується, як правило, у 3–4 найбільш небезпечних перетинах шляхом визначення нормальних і дотичних напружень у небезпечній точці перетину

$$\sigma = \frac{N_i}{2F_i} + \frac{M_i y_i}{J_i}, \quad \tau = \frac{S_i Q_i}{J_i b_i}, \quad (2.7)$$

де N_i , M_i і Q_i – відповідно нормальна сила, згинальний момент і поперечна сила в небезпечному перетину;

F_i – площа поперечного перетину;

y_i – відстань від небезпечної лінії (точки) до нейтральної осі перетину;

J_i – момент інерції площі перетину;

S_i – статичний момент частини площі перетину, що лежить по одну сторону від прямої, що проходить через небезпечну точку і рівнобіжної нейтральної осі перетину;

b_i – ширина перетину в місці розташування небезпечної точки.

На рис. 2.9 показана розрахункова схема найбільш поширеної відкритої двохстоякової станини і вказані небезпечні перерізи.

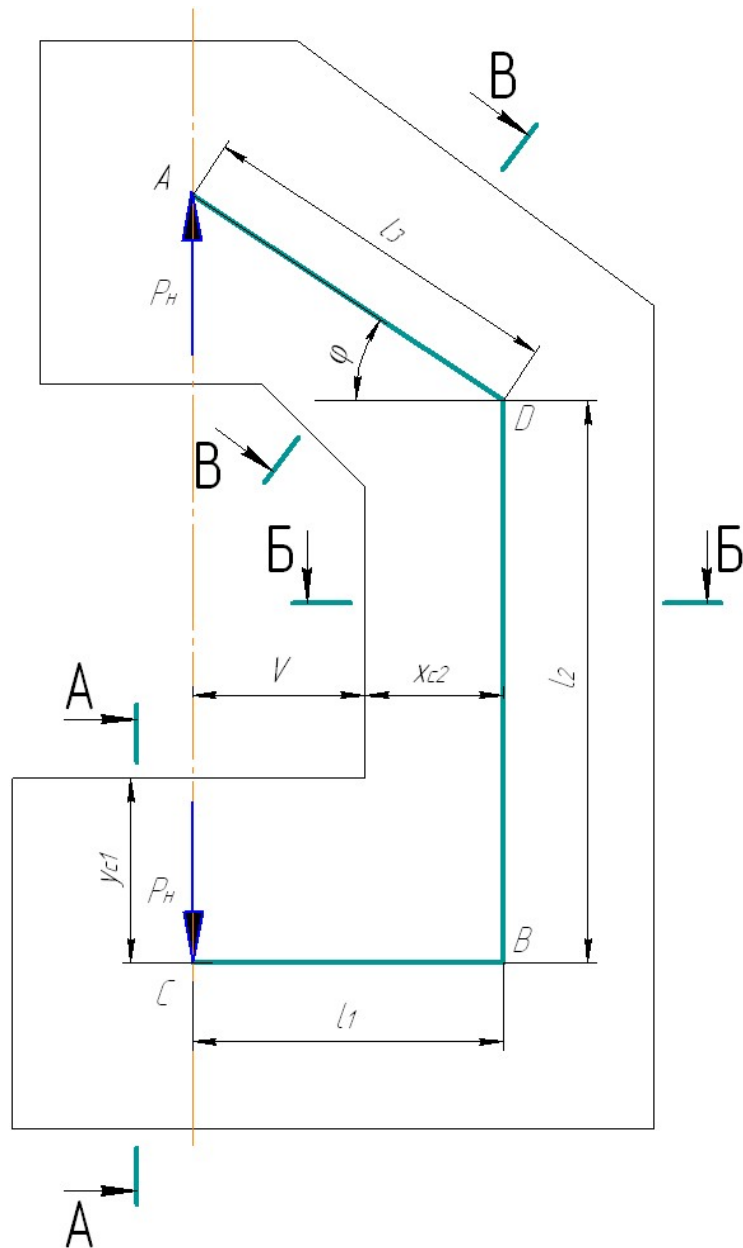


Рисунок 2.9 – Розрахункова схема станини

В перетині *A-A* напруги визначаються по формулах:

- напруга розтягування

$$\sigma_{\delta} = \frac{E_1 \cdot V \cdot y_{c1}}{J_1} ; \quad (2.8)$$

- напруга стискування

$$\sigma_{\text{на}} = \frac{E_1 \cdot V \cdot (h_1 - y_{c1})}{J_1} . \quad (2.9)$$

В перетині *B-B* напруги визначаються по формулах:

- напруга розтягування

$$\sigma_{\delta} = \frac{E_1 \cdot (V + x_{c2})x_{c2}}{J_2} + \frac{P_1}{F_2} ; \quad (2.10)$$

- напруга стискування

$$\sigma_{\text{сж}} = \frac{P_n \cdot (V + x_{c2})(h_2 - x_{c2})}{J_2} - \frac{P_n}{F_2} . \quad (2.11)$$

В перетині *B-B*, нахиленому під кутом напруги визначаються аналогічно

- напруга розтягування

$$\sigma_{\delta} = \frac{E_1 \cdot l_p \cdot x_{c3}}{J_3} \cos \varphi + \frac{P_1}{F_3} \sin \varphi ; \quad (2.12)$$

- напруга стискування

$$\sigma_{\text{нає}} = \frac{D_1 \cdot l_p (h_3 - x_{c3})}{J_3} \cos \varphi - \frac{P_1}{F_3} \sin \varphi \quad (2.13)$$

В формулах (2.8)-(2.13) позначено:

V – виліт станини;

x_{c2}, y_{c1}, x_{c3} – відстань від краю кожного небезпечного перетину до нейтральної лінії;

h_1, h_2, h_3 – найбільша висота відповідних перетинів;

J_1, J_2, J_3 – моменти інерції відповідних перетинів;

F_1, F_2, F_3 – площі поперечного перерізу перетинів;

l_p – плече дії сили відносно центру площі перетину $B-B$.

Для практичних розрахунків контур станини розбивається на кілька ділянок, для кожного з яких площа перетину й інших параметрів приблизно постійні. Якщо на одній ділянці площа і момент інерції перетини відрізняються, необхідно використовувати еквівалентні площу і момент інерції

$$F_3 = \frac{l_3}{\frac{l_1}{F_1} + \frac{l_2}{F_2} + \dots + \frac{l_n}{F_n}} = \frac{l_3}{\sum_{i=1}^n \left(\frac{l_i}{F_i} \right)}, \quad (2.14)$$

$$J_3 = \frac{J_1 l_1 + J_2 l_2 + \dots + J_n l_n}{l_1 + l_2 + \dots + l_n} = \frac{\sum_{i=1}^n J_i l_i}{\sum_{i=1}^n l_i},$$

де F_3, J_3 – відповідно площа і момент інерції еквівалентної ділянки перетину;

l_3 – довжина еквівалентної ділянки (довжина чи стійки столу);

l_i, F_i, J_i – відповідно довжина, площа і момент інерції i -го перетину розглянутої ділянки.

Розрахунок окремих ділянок виконується послідовно від початкової методом підсумовування переміщень і кутів поворотів.

Знайдені значення напруг порівнюються з допустимими.

Для станини стрілка прогину консолі столу становить

$$\Delta_1 = \frac{P_n(V + x_{c1})^3}{3EJ_1} + \lambda_1 \frac{Q(V + x_{c1})}{GF_1}, \quad (2.15)$$

а кут повороту цієї частини станини

$$\theta_1 = \frac{P_n(V + x_{c1})^2}{2EJ_1}. \quad (2.16)$$

Подовження другої ділянки станини буде

$$\Delta_2 = \frac{P_i l_2}{EF_2}, \quad (2.17)$$

а кут повороту становить

$$\theta_2 = \frac{D_i(V + x_{c1})l_2}{2EJ_2}. \quad (2.18)$$

Переміщення на третій ділянці складається з деформації розтягування

$$\Delta_{3p} = \frac{P_n l_3}{EF_3} \sin^2 \varphi, \quad (2.19)$$

та деформації вигину

$$\Delta_{3e} = \frac{P_i l_3^3}{3EJ_3} \cos^2 \varphi + \lambda_3 \frac{P_i l_3}{GF_3} \cos^2 \varphi. \quad (2.20)$$

Кутове переміщення на цій ділянці не визначається.

Загальне переміщення визначається як

$$\Delta_{AC} = \Delta_1 + l_1 \theta_2 + \Delta_2 + \Delta_{3p} + \Delta_{3u} + l_3 \theta_2 \cos \varphi, \quad (2.21)$$

а загальна кутова деформація буде

$$\theta_{AC} = \theta_1 + 2\theta_2. \quad (2.22)$$

Вертикальні і кутові переміщення визначаються по наступним залежностях:

$$\begin{aligned} \Delta_{AC} &= \int_{l_{AC}} \frac{P_n x^2}{EJ} dl + \int_{l_{AC}} \frac{\lambda P_n \sin^2 \varphi}{GF} dl + \int_{l_{AC}} \frac{P_n \cos^2 \varphi}{EF} dl; \\ \theta_{AC} &= \int_{l_{AC}} \frac{P_n x}{EJ} dl. \end{aligned} \quad (2.23)$$

У формулах (2.18)–(2.23) позначено:

λ_i – коефіцієнти форми перетину $\lambda_i = \frac{F_i S_i}{J_i b_i}$; для прямокутних перетинів $\lambda_i = 1,2-1,5$; Коефіцієнти форми λ_1 , λ_2 і λ_3 приймаються максимальними для розглянутої ділянки;

b_i – ширина перетину;

S_i – статичний момент щодо нейтральної осі частини площі перетину, розташованої з однієї сторони цієї осі;

J_i , F_i – відповідно, момент інерції і площа поперечного перерізу;

i – номер перетину;

E – модуль пружності;

G – модуль зрушення;

l_{AC} – довжина кривої AC ;

dl – елемент довжини кривої AC .

Вихідні дані до розрахунку:

| | |
|---|----------------|
| Номінальне зусилля преса P_H , МН | – 1,0; |
| Розмір l_1 , см | – 95; |
| Розмір l_2 , см | – 110; |
| Розмір l_3 , см | – 146; |
| Виліт станини V , см | – 40; |
| Кут нахилу верхньої частини станини φ | – 40° ; |
| Матеріал станини | – сталь Ст3. |

Рішення

Станина відкритого листоштампувального преса зусиллям 1,0 МН виконана двостояковою, звареною з листів. Розрахункова схема станини показана на рис. 2.10.

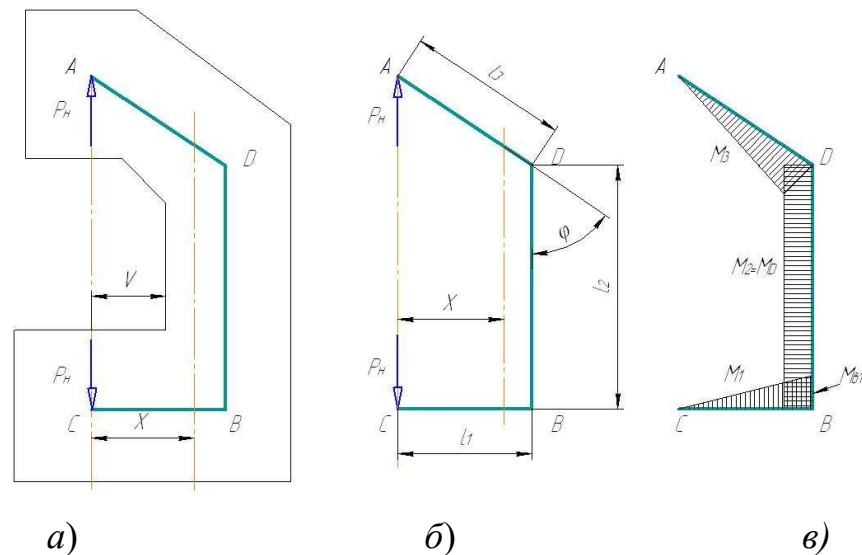


Рисунок 2.10 - Конструктивні (а), розрахункові (б) схеми станини й епюри згинальних моментів (в)

Основні розміри станини. необхідні для розрахунків, показані на рис. 2.10

На рис. 2.11 показані найбільш небезпечні перетини станини (а – перетин А-А, б – перетин Б-Б). Геометричні параметри перетинів становлять:

- перетин А-А
- площа перетину $F_A - 1773 \text{ см}^2$;
- момент інерції перетину $J_A - 993857 \text{ см}^4$;
- відстань від краю до нейтральної лінії $y_{cA} - 39,19 \text{ см}$;

- перетин Б-Б
- площа перетину $F_B - 1650 \text{ см}^2$;
- момент інерції перетину $J_B - 2490315 \text{ см}^4$;
- відстань від краю до нейтральної лінії $x_{cB} - 55 \text{ см}$;

- перетин В-В
- площа перетину $F_B - 2300 \text{ см}^2$;
- момент інерції перетину $J_B - 6844000 \text{ см}^4$.
-

Максимальні напруги в перетині А-А становлять:

- напруга розтягування

$$\sigma_{pA} = \frac{2,5 \cdot 10^6 \cdot 40 \cdot 39,19}{993857} \cdot 10^{-2} = 39,432 \text{ МПа};$$

- напруга стискання

$$\sigma_{cA} = \frac{2,5 \cdot 10^6 \cdot 40 \cdot (70 - 39,19)}{993857} \cdot 10^{-2} = 31 \text{ МПа};$$

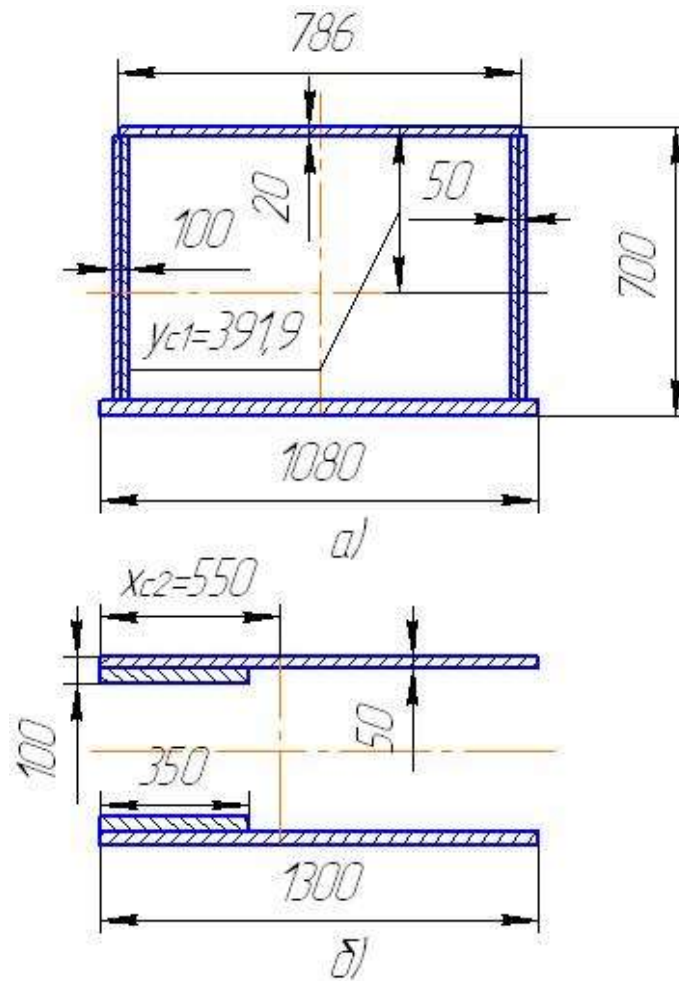


Рисунок 2.11 - Небезпечні перетини станини

Максимальні напруги в перетині Б-Б становлять

- напруга розтягування

$$\begin{aligned}\sigma_{pB} &= \frac{2,5 \cdot 10^6 \cdot (40 + 55) \cdot 55}{2490315} \cdot 10^{-2} + \frac{2,5 \cdot 10^6}{1650} \cdot 10^{-2} = \\ &= 67,605 \text{ МПа};\end{aligned}$$

- напруга стискання

$$\begin{aligned}\sigma_{cB} &= \frac{2,5 \cdot 10^6 \cdot (40 + 55) \cdot (130 - 55)}{2490315} \cdot 10^{-2} - \frac{2,5 \cdot 10^6}{1650} \cdot 10^{-2} = \\ &= 56,376 \text{ МПа}.\end{aligned}$$

Перетин В-В має найбільші параметри, тому його міцність набагато більша ніж двох других.

Максимальні напруги для сталі Ст3 становлять 60...70 МПа, тому міцність станини по нормальних напругах забезпечується.

Повздовжні та кутові деформації по дільницях станини становлять:

- кутові деформації

$$\theta_1 = \frac{2,5 \cdot 10^6 \cdot (40 + 55)^2}{2 \cdot 2,1 \cdot 10^7 \cdot 993857} = 5,405 \cdot 10^{-4} \text{ рад};$$

$$\theta_2 = \frac{2,5 \cdot 10^6 \cdot (40 + 55) \cdot 110}{2 \cdot 2,1 \cdot 10^7 \cdot 2490315} = 2,498 \cdot 10^{-4} \text{ рад}.$$

- повздовжні деформації

$$\Delta_1 = \frac{2,5 \cdot 10^6 \cdot (40 + 55)^3}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^7 \cdot 993857} + \frac{1,5 \cdot 2,5 \cdot 10^6 \cdot (40 + 55)}{8 \cdot 10^6 \cdot 1773} = 0,059 \text{ см};$$

$$\Delta_2 = \frac{2,5 \cdot 10^6 \cdot 110}{2,1 \cdot 10^7 \cdot 1650} = 7,937 \cdot 10^{-3} \text{ см};$$

$$\Delta_{3e} = \frac{2,5 \cdot 10^6 \cdot 146}{2,1 \cdot 10^7 \cdot 2300} \sin^2 40 = 3,122 \cdot 10^{-3} \text{ см};$$

$$\Delta_{3u} = \frac{2,5 \cdot 10^6 \cdot 146^3}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^7 \cdot 6844000} \cos^2 40 + \frac{1,5 \cdot 2,5 \cdot 10^6 \cdot 146}{8 \cdot 10^6 \cdot 2300} \cos^2 40 = 0,028 \text{ см}.$$

Таким чином загальна кутова деформація становить

$$\theta_{\text{сум}} = (5,405 + 2 \cdot 2,498) \cdot 10^{-4} = 1,04 \cdot 10^{-3} \text{ рад}.$$

Загальна повздовжня деформація дорівнює

$$\Delta_{\text{сум}} = 0,059 + 7,937 \cdot 10^{-3} + 3,122 \cdot 10^{-3} + 0,028 + 2,498 \cdot 10^{-4} \cdot 95 + 2,498 \cdot 10^{-4} \cdot \cos 40 = 0,15 \text{ см}.$$

3. Експериментальне дослідження впливу паразитних навантажень на деталі пресового обладнання

3.1 Моделювання напружено-деформованого стану станини кривошипного пресу при роботі з пружними компенсаторами похибок спрямовувача повзуна

Як зазначалось вище, для зниження паразитних навантажень в станинах кривошипних пресів застосовують пружні компенсатори, які розташовують між опорними поверхнями повзуна та верхньої половини штампу. Найперспективнішими є пружні компенсатори змінної жорсткості, основою яких є поліуретанові пластини. Форму компенсаторів, а також кількість кріпильних отворів, слід узгоджувати після визначення жорсткості станини та кутових деформацій преса. Ці розрахунки проведені в третьому розділі.

Для оцінки напружено-деформованого стану (НДС) конструкцій в даний час застосовують програмні комплекси на основі методу скінченних елементів, наприклад ANSYS інтегрований із середовищами SolidWorks і AutoCad. Істотна різниця між пружними властивостями матеріалу компенсатора (поліуретан) і матеріалу станини і штампа (конструкційні і інструментальні марки сталей) викликають труднощі при реалізації твердотільної моделі в кінцево-елементних пакетах, тому пропонується для оцінки НДС станини преса виконати циклічний розрахунок і зіставлення кутових деформацій станини і різних конструкцій плоских компенсаторів.

НДС станини кривошипного пресу зусиллям 1,0 МН відкритого типу розраховувався у другому розділі магістерської роботи. Твердотільна модель пресу наведена на рис.3.1. Віртуальне навантаження задавали шляхом додавання деформуючий сили P в точці з'єднання шатуна і повзуна преса.

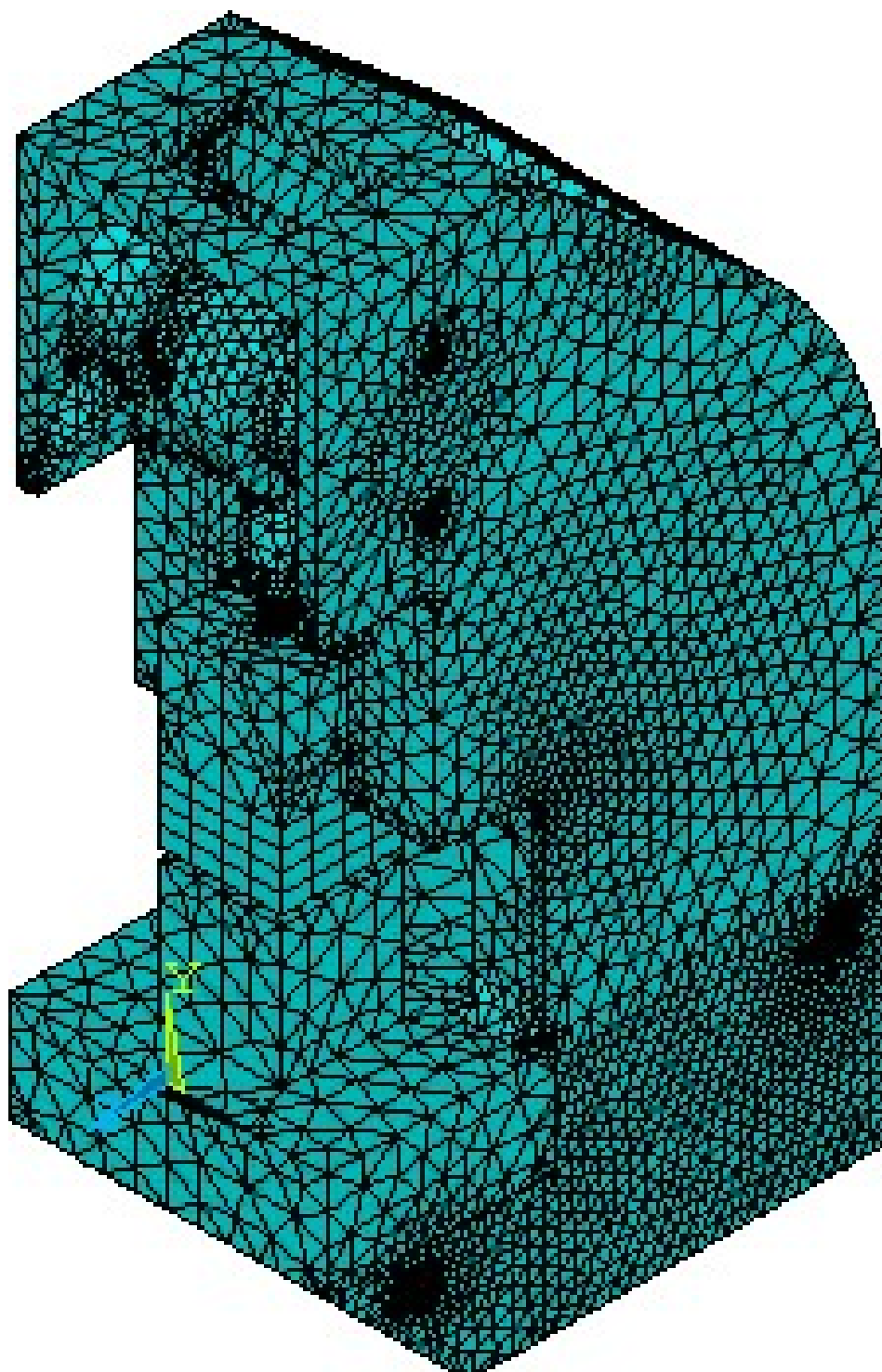
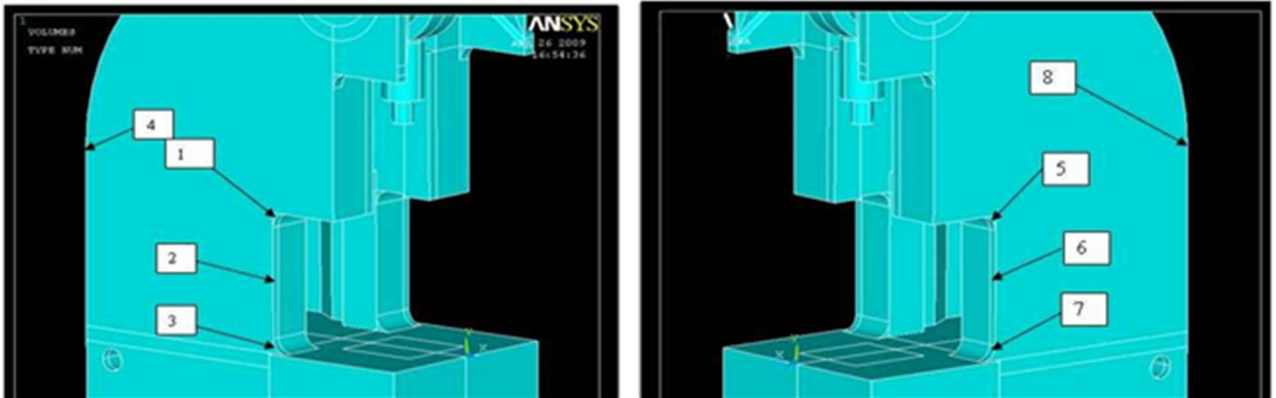


Рисунок 3.1 - Твердотільна модель пресу

Для даної моделі були обрані характерні точки 1 - 8 (рис. 3.2), для яких розраховували показники НДС, причому точки 1, 2, 3, 4 симетричні точкам 5,

6, 7, 8 відповідно. Після навантаження станини заданої технологічної силою P , отримували такі характеристики:

- компоненти тензора напружень $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$;
- інтенсивність напружень $\gamma_{xy}, \gamma_{yz}, \gamma_{xz}$;
- еквівалентне напруження σ_i ;



1, 5 – точки на верхніх радіусах вигинів стоек пресу; 2, 6 – точки на серединах висот стоек пресу (небезпечний переріз); 3, 7 – точки на нижніх радіусах вигинів стоек пресу; 4, 8 – точки на радіусах вигинів станини задньої сторони пресу

Рисунок 3.2 - Модель кривошипного пресу відкритого типу

Розглядалися пружні компенсатори трьох різних конструкцій. перша конструкція (рис. 3.3, а) являє собою полімерну пластину висотою 14 мм і розмірами 220x140 мм, друга (рис.3.3, б) і третя (рис. 3.3, в) конструкції доповнені отворами. Для побудови твердотільних моделей використовували кінцеві елементи (KE) типу SOLID92 і SOLID95 (рис. 3.4). Моделювали навантаження преса з компенсаторами, причому пружні елементи, наведені на рис.3.3, б і рис. 3.3, в, розміщували двома способами: більш жорсткою і менш жорсткою стороною до станини. Схема деформації компенсатора приведена на рис. 3.5.

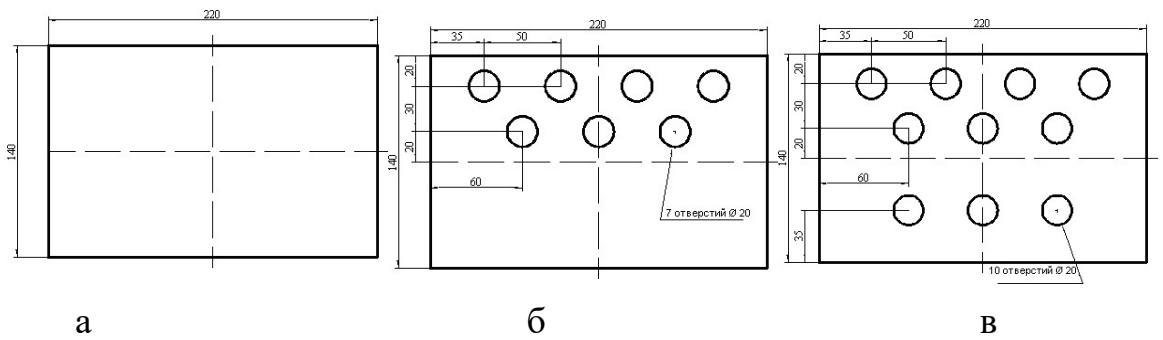


Рисунок 3.3. –Конструкції поліуретанових компенсаторів без отворів (а), з 7-ю отворами (б) та з 10-ю отворами (в)

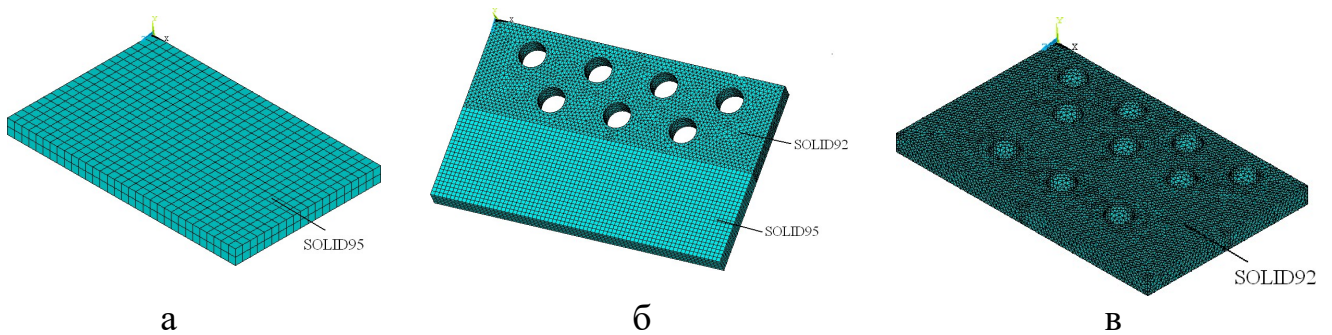


Рисунок 3.4 - Твердотільні моделі з сіткою кінцевих елементів на верхній поверхні компенсаторів без отворів (а), з 7-а отворами (б) и с 10-ю отворами (в)

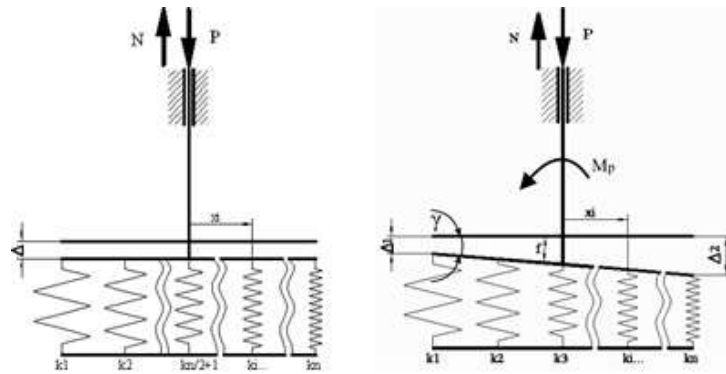


Рисунок 3.5 – Схема деформації компенсатора без врахування перекосів повзуна (а) та з врахуванням кутової деформації станани (б) : k_i та Δ_i – жорсткість на переміщення i -го кінцевого елемента, x_i – відстань від осі прикладання навантаження i -го кінцевого елемента, N – сумарна реакція в кутах жорсткості компенсатора; γ – кутова деформація; M_p – еквівалентний момент реакції

Прийняті наступні властивості матеріалу, відповідні марки поліуретану СКУ-ПФЛ-100: модуль пружності $E = 69 \text{ МПа}$, коефіцієнт Пуассона $\mu = 0,49$. Згідно з методикою [12] задавали переміщення вузлів верхньої площини Δ_1 і Δ_2 (рис. 3.5, б), при цьому в якості граничних умов на нижній поверхні компенсатора їх приймали рівними нулю, після чого проводили статичний розрахунок

За заданою силою P і кутовою деформацією станини γ для кожного компенсатора визначали величину зміщення центру тиску і еквівалентний момент реакції M_p , створюваний пружним елементом.

Для ідентифікації результатів моделювання компенсатори позначені номерами: 1 – компенсатор без отворів; 2 – компенсатор з 7-ма отворами, розгорнутий менш жорсткою стороною до станини преса; 3 – компенсатор з 7-ма отворами, розгорнутий жорсткішою стороною до станини преса; 4 – компенсатор з 10-ма отворами, розгорнутий менш жорсткою стороною до

станини преса; 5 – компенсатор з 10-ма отворами, розгорнутий жорсткішою стороною до станини преса.

На рис. 3.6 наведені залежності еквівалентного моменту реакції M_p , створюваного пружними компенсаторами різної форми (рис. 3.4), від технологічної сили. При навантаженні преса без використання компенсатора $M_p = 0$. При збільшенні технологічного навантаження в діапазоні від 70 кН до 150 кН значення моменту реакції при використанні компенсатора № 1 зростають в межах 14,5÷31,3 Н·мм, при використанні компенсатора № 2 – в межах 188,8÷434,6 Н·мм, № 3 – 189,2÷421,4 Н·мм, № 4 – 123,1÷280,9 Н·мм, № 5 – 123,4÷246,9 Н·мм. Таким чином, найбільший момент реакції відповідає пружним компенсаторам № 2 і № 3 (з 7-ма отворами), тобто встановлено, що розворот компенсатора щодо станини призводить до реалізації однакових моментів реакції M_p .

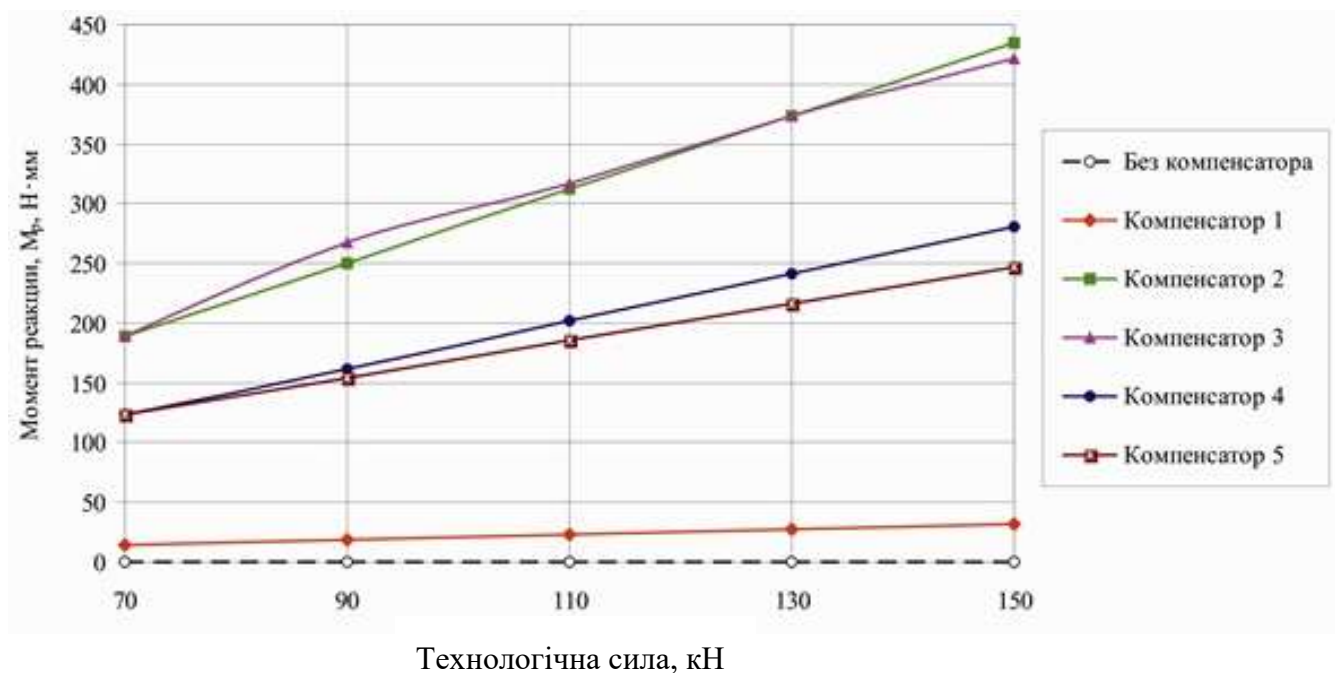


Рисунок 3.6. – Порівняння графіків залежностей моменту реакції, утворюваного різними компенсаторами від технологічного зусилля

На рис. 3.7 наведені залежності кутової деформації станини γ від технологічної сили без застосування компенсатора і з використанням

компенсаторів змінної жорсткості. Результати моделювання показали, що при технологічному навантаженні в діапазоні від 70 кН до 150 кН величина кутової деформації розкриття станини без використання компенсатора зростає в межах $0,006 \div 0,013$ рад. Використання компенсатора № 1 дозволяє знизити кутову деформацію станини на 10%, використання компенсаторів № 2 і № 3 на 22%, компенсаторів № 4 і № 5 - на 17%. Таким чином, підтверджено, що найбільш ефективним є застосування пружних компенсаторів № 2 і № 3 (з 7-ма отворами), що забезпечується найбільшим еквівалентним моментом реакції.

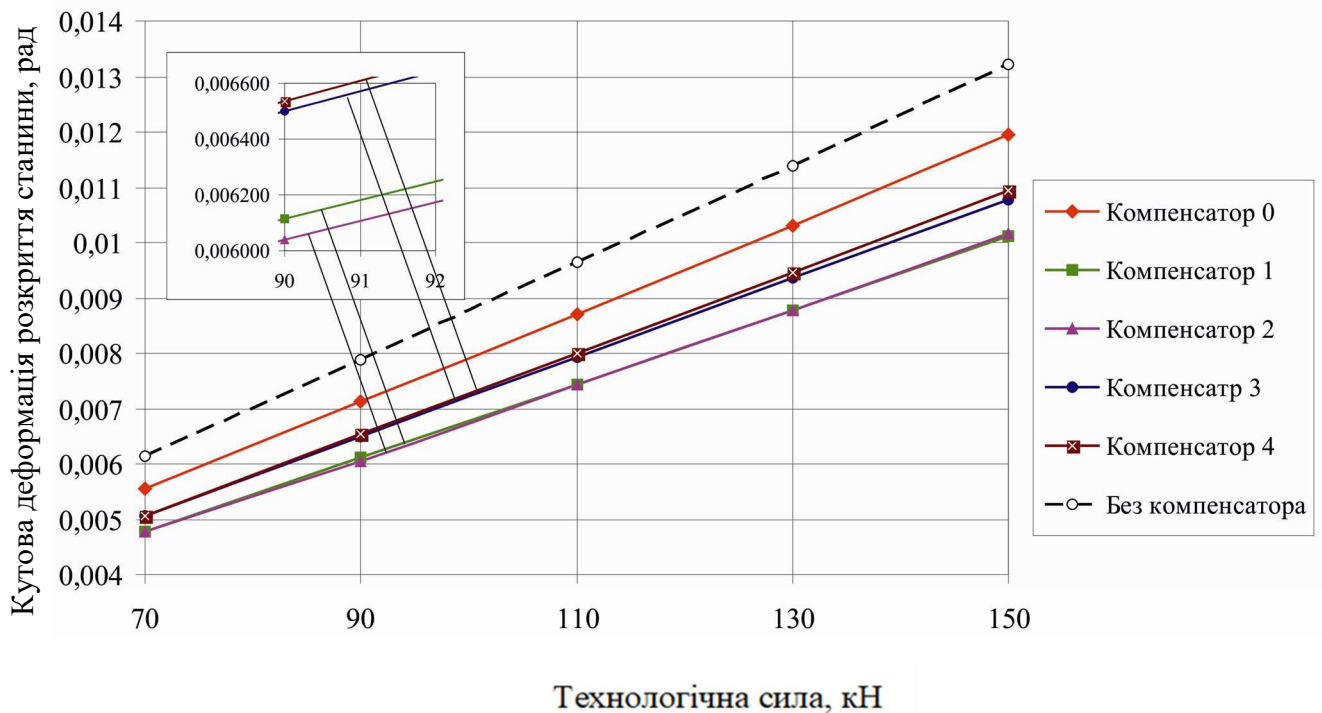


Рисунок 3.7 - Графіки залежностей кутової деформації станини преса від технологічного зусилля при використанні пружних компенсаторів

На рис. 3.8 представлено порівняння залежностей напружень, що розтягують від технологічної сили в характерній точці «2» (рис. 3.2), отриманих при теоретичному розрахунку з даними моделювання НДС без використання компенсатора.

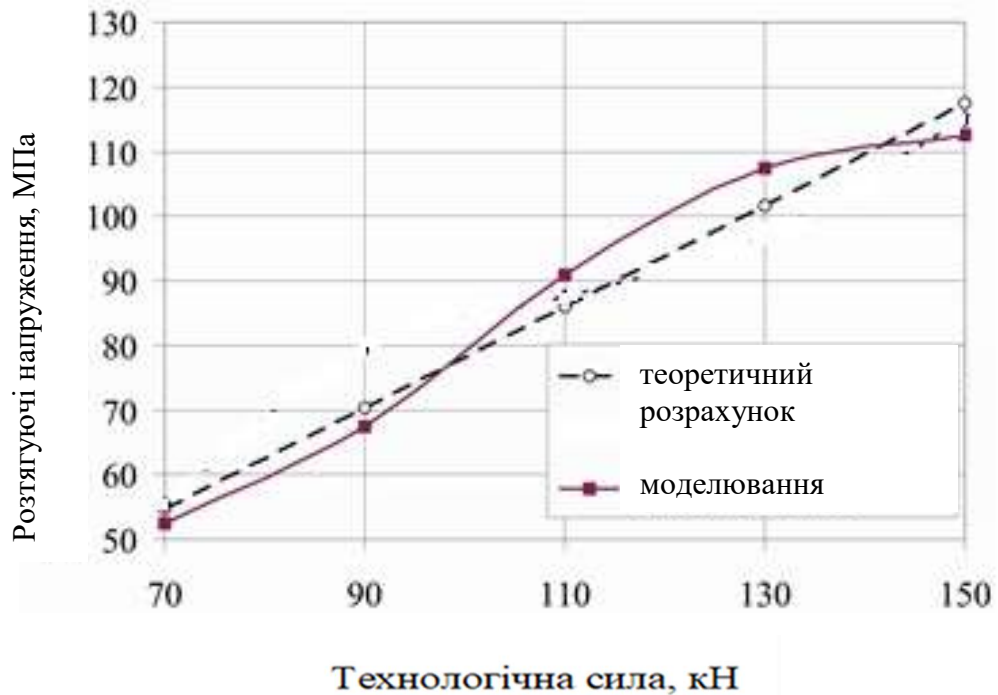
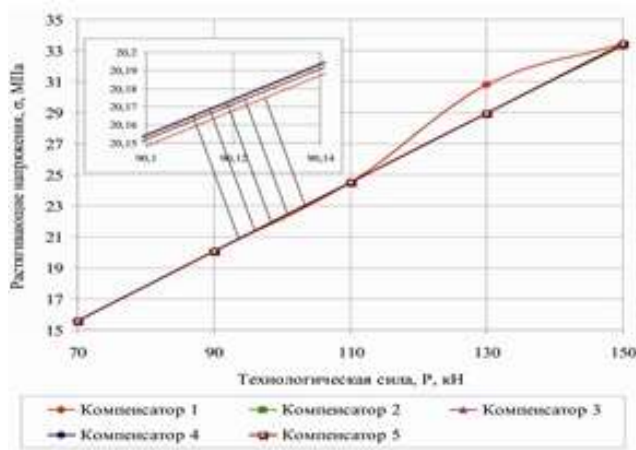


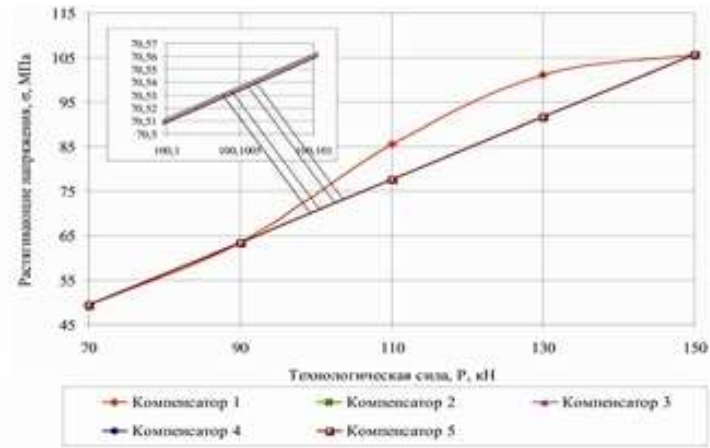
Рисунок 3.8 – Графіки залежностей розтягуючого напруження від технологічного зусилля в характерній точці «2» при роботі преса без компенсатора

Збільшення технологічного навантаження від 70 кН до 150 кН призводить до зростання величини розтягуючого напруження від 54,7 МПа до 117,4 МПа для теоретичних даних, від 52,5 МПа до 112,5 МПа - для моделювання. При порівнянні результатів моделювання з теоретичними даними розрахунку встановлено, що величина середньоквадратичної помилки становить 4,4%.

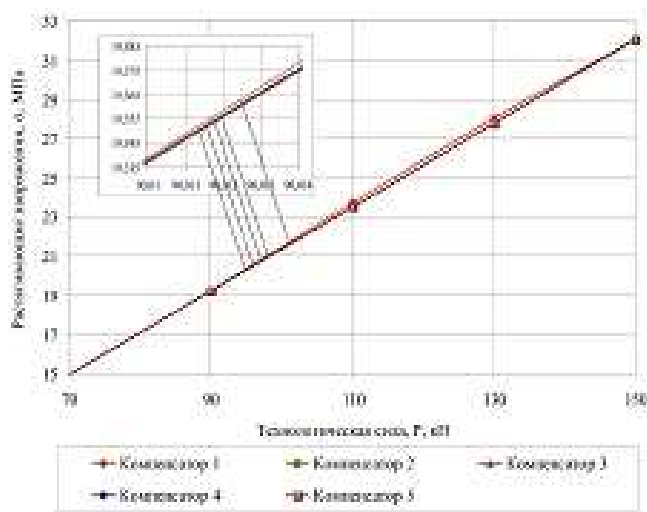
На рис. 3.9 наведено залежності розтягуючих напружень в станині преса від технологічної сили при використанні пружних компенсаторів змінної жорсткості для характерних точок «1», «2», «3», «4».



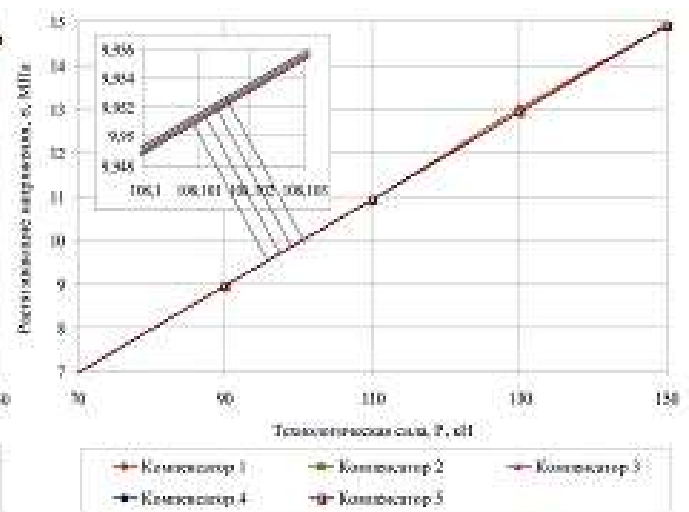
а



б



в



г

Рисунок 3.9 – Графіки залежностей розтягуючих напружень в характерних точках «1» (а), «2» (б), «3» (в), «4» (г) від технологічного зусилля при використанні пружних компенсаторів змінної жорсткості

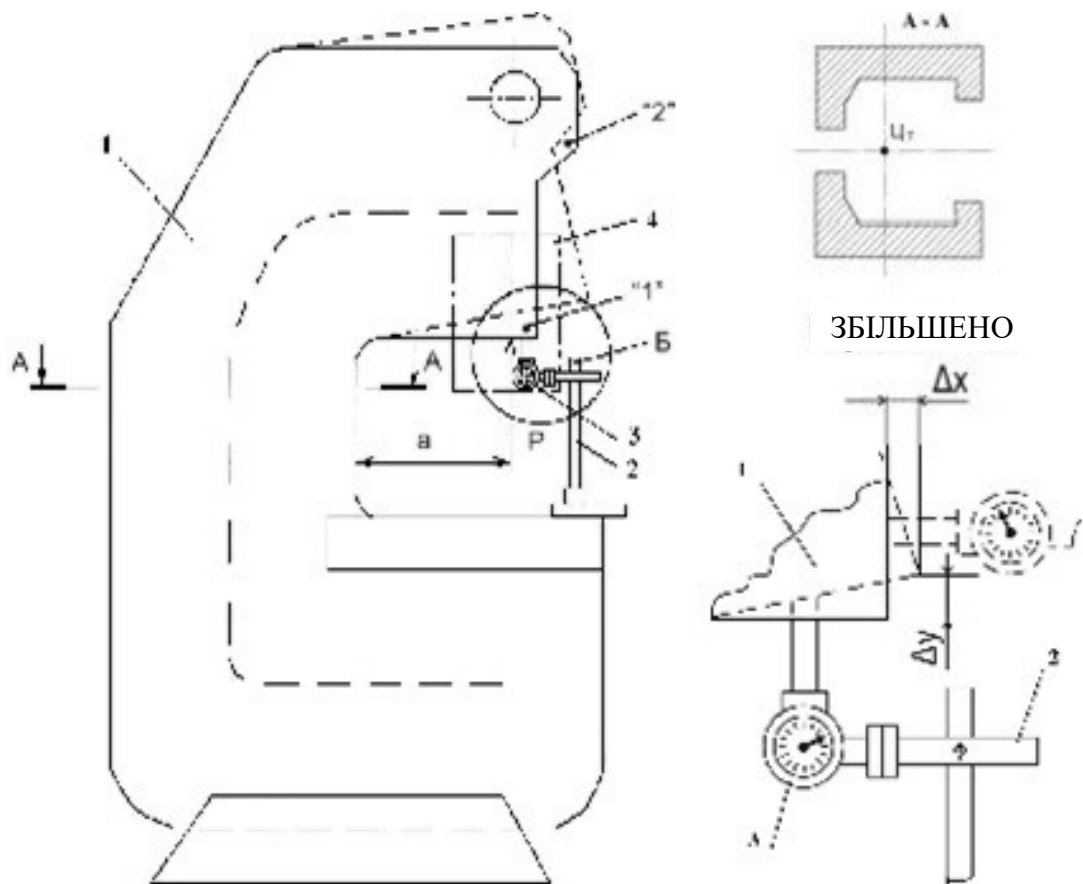
Аналіз отриманих залежностей показав, що використання пружного компенсатора № 1 дозволяє знизити напруження розтягу в небезпечному перерізі, визначаємому точками «2» і «б», на 6%, а використання компенсаторів № 2, № 3, № 4 та № 5 - в середньому на 10% в порівнянні з роботою преса без компенсатора.

3.2. Експериментальні дослідження розкриття станини відкритого преса при роботі з пружними компенсаторами похибок системи «прес-штамп»

Технологічне зусилля, що розвивається пресом для здійснення будь-якої технологічної операції, витрачається на подолання опору деформуванню матеріалу заготовки і на пружну деформацію системи «прес-штамп», значна частина якої припадає на станину. Перекуси повзуна, що виникають при технологічних навантаженнях, істотно знижують стійкість штампів і погіршують їх експлуатаційні властивості. При цьому стійкість штампів у пресів відкритого типу (з С-подібної станиною) в 2-3 рази нижче, ніж у пресів закритого типу.

Метою проведених досліджень було експериментальне вивчення впливу властивостей і конструкцій різних пружних компенсуючих елементів на величину розкриття станини преса відкритого типу при різних технологічних зусиллях.

Для проведення експерименту використовували наступне обладнання (рис. 3.10): кривошипний прес з відкритою станиною номінальним зусиллям 1 МН, гідравлічний навантажувач (домкрат), штатив у вигляді штангенрейсмуса і закріпленого на ньому індикатора годинного типу для вимірювання лінійних переміщень з можливістю повороту і переміщення по висоті.

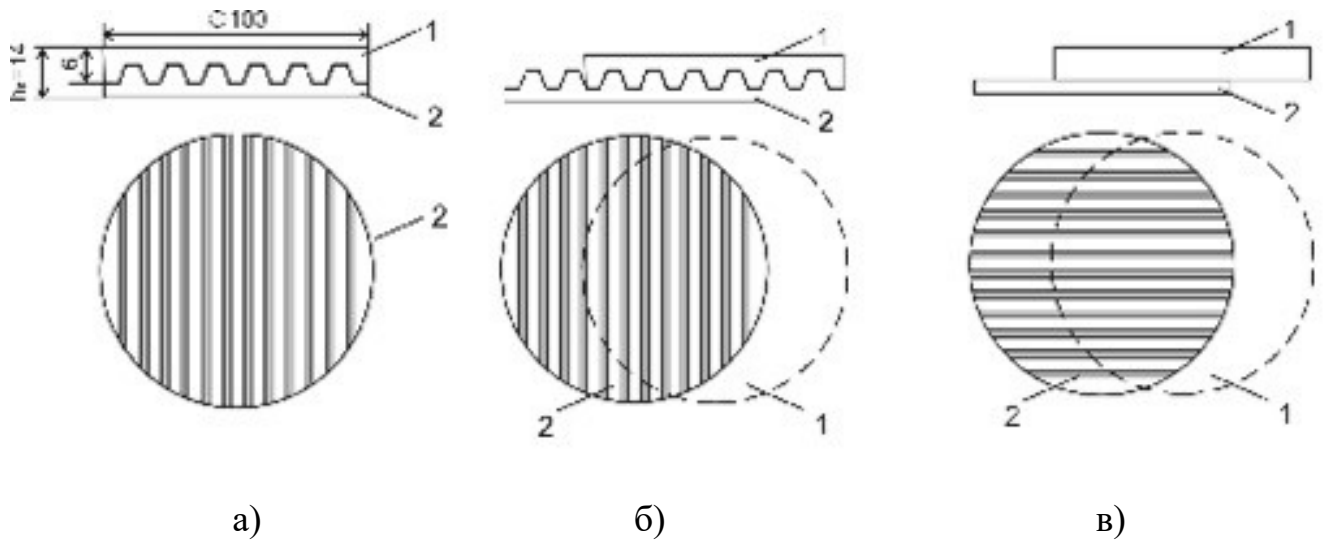


1 – станина , 2 – штатив штангенрейсмуса, 3 – індикатор годинникового типу, 4 – повзун; «1» и «2» - точки вимірювань переміщень; Δx і Δy – горизонтальні и вертикальні переміщення; P – технологічне зусилля, утворюване навантажувачем ; a - відстань від осі його прикладення до станини преса

Рисунок 3.10 - Кривошипний прес відкритого типу і схема вимірювань розкриття станини

Фізичними моделями пружних компенсуючих елементів служили як двошарові рельєфні пластини $\varnothing 100$ мм і висотою зуба рельєфу 6 мм (рис. 3.11), так і плоскі прямокутні компенсатори-пластини висотою $h_k = 14$ мм і розмірами 81x76 мм (малий) і 190x220 мм (великий), що відповідають габаритам опорної поверхні повзуна преса. Пружні елементи містилися між опорною поверхнею повзуна і опорною поверхнею зовнішньої частини плунжера гідронавантажувача, який заміняв штампову плиту, яка транслює

зусилля на повзун. Матеріалом використуваних пружних компенсаторів служив поліуретан марки СКУ-ПФЛ-100.



1 – верхня пластина; 2 – нижня пластина

Рисунок 3.11 – Конструкція моделей двошарового рельєфного компенсатора в закритому виді (а), при розкритті поперек (б) і вздовж (в) стола преса

Тиск на повзун преса здійснювали гідронавантажувачем рівними ступенями тиску, а шукані дані реєстрували за допомогою індикаторів годинникового типу, які встановлювали незалежно від преса. Розкриття станини вимірювали в двох характерних точках «1» і «2» в горизонтальному Δx і в вертикальному Δy напрямках, а сумарне переміщення обчислювали як довжину результуючого вектора за формулою:

$$\Delta = \Delta_x^2 + \Delta_y^2 \quad (3.1)$$

Зусилля, що розвивається гідронавантажувачем, визначали як

$$P = p_{\text{ж}} F \quad (3.2)$$

де $p_{\text{ж}}$ - тиск рідини по манометру гідронавантажувача;

$F = 25300 \text{ мм}^2$ - площа плунжера.

Навантаження проводили поетапно, причому тут і надалі для ідентифікації експериментальних даних першим індексом позначені номери точок «1» і «2» вимірювань по рис.3.10, а для других індексів експериментів прийняті наступні позначення: 1 - навантаження без компенсатора; 2 - навантаження з закритим компенсатором; 3 - навантажування з двошаровим рельєфним компенсатором, наполовину розкритим уздовж столу преса; 4 - навантажування з двошаровим рельєфним компенсатором, наполовину розкритим поперек столу преса; 5 - навантажування з малим плоским компенсатором-пластиною, 6 - навантажування з великим плоским компенсатором- пластиною.

В результаті аналізу отриманих результатів були побудовані графічні залежності, представлені на рис. 3.12-3.14.

На рис.3.12 приведена залежність деформацій станини від технологічного зусилля без застосування компенсатора і з використанням закритого компенсатора. Результати експерименту показали, що при технологічному зусиллі в діапазоні від 25 до 115 кН компенсатор діє як упруге тіло, що сприймає основну частину деформації і зменшує розкриття станини преса. Однак при навантаженні на повзун понад 115 кН зусилля, що витрачається на деформацію компенсатора, збільшується і стає таким же зусиллям, а саме в розкриття станини. В даному випадку компенсатор принайближ за властивостями до жорсткого тіла. Даний факт підтверджує те, що нормальна робота компенсатора спостерігається при ступені його осадку до 20-30%. При більш високих ступенях осадку компенсатор стає малоефективним.

В діапазоні зміни технологічного зусилля від 23,2 до 253 кН величина переміщень в точці «1» зростає в межах $0,05 \div 0,25$ мм для випадку без використання компенсатора і $0,03 \div 0,32$ мм для випадку з використанням закритого компенсатора. У точці «2» величина переміщення збільшується відповідно в діапазонах $0,10 \div 0,81$ мм і $0,07 \div 0,67$ мм. Слід зазначити, що значення експериментального навантаження на повзун при визначенні характеристики жорсткості преса перевищило номінальне зусилля преса на 58%. Деформація розкриття станини преса при використанні закритого компенсатора знижується в середньому на 20%.

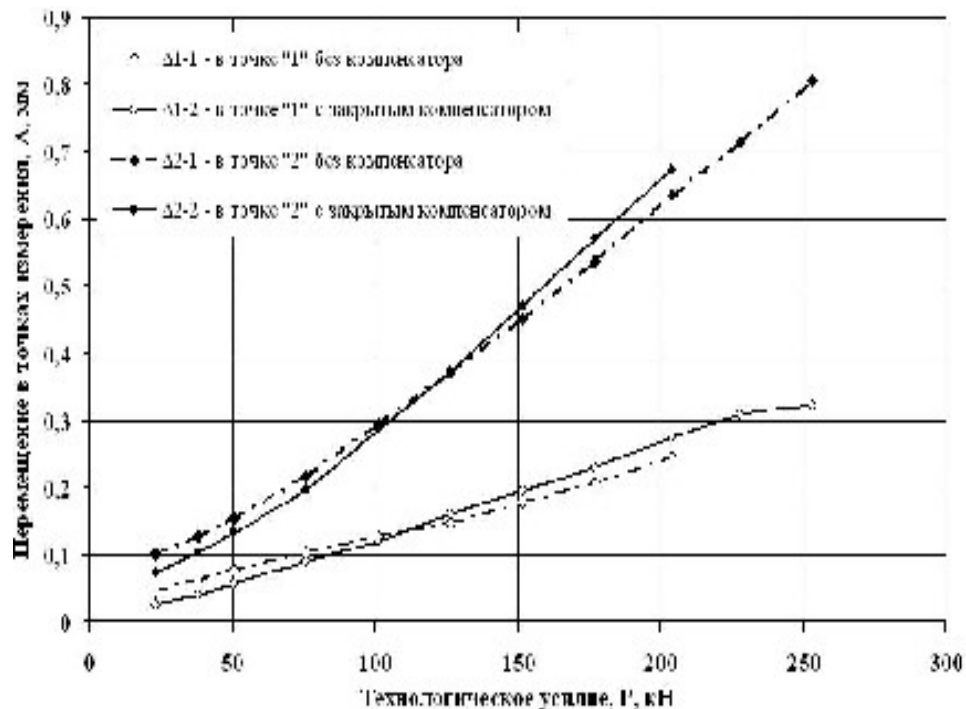


Рисунок 3.12 – Графік залежності переміщень в точках «1» та «2» від технологічного зусилля без компенсатора і при закритому компенсаторі

На рис. 3.13 показана залежність деформацій станини преса від технологічного зусилля при використанні двошарового рельєфного компенсатора на половину розкритого уздовж і поперек столу преса. При збільшенні технологічного зусилля від 23,2 до 177,1 кН величина переміщення в точці «1» зростає в межах $0,04 \div 0,22$ мм при розкритті компенсатора уздовж

столу і $0,04 \div 0,31$ мм при розкритті компенсатора поперек столу преса. У точці «2» величина переміщення збільшується відповідно в діапазонах $0,06 \div 0,36$ мм і $0,07 \div 0,55$ мм. При збільшенні технологічного навантаження на повзун до величини 175 кН, що на 9% перевищує номінальне зусилля преса, максимальне величина переміщень в точці «2» вимірювання зростає до 0,55 мм для компенсатора, розкритого поперек столу преса.

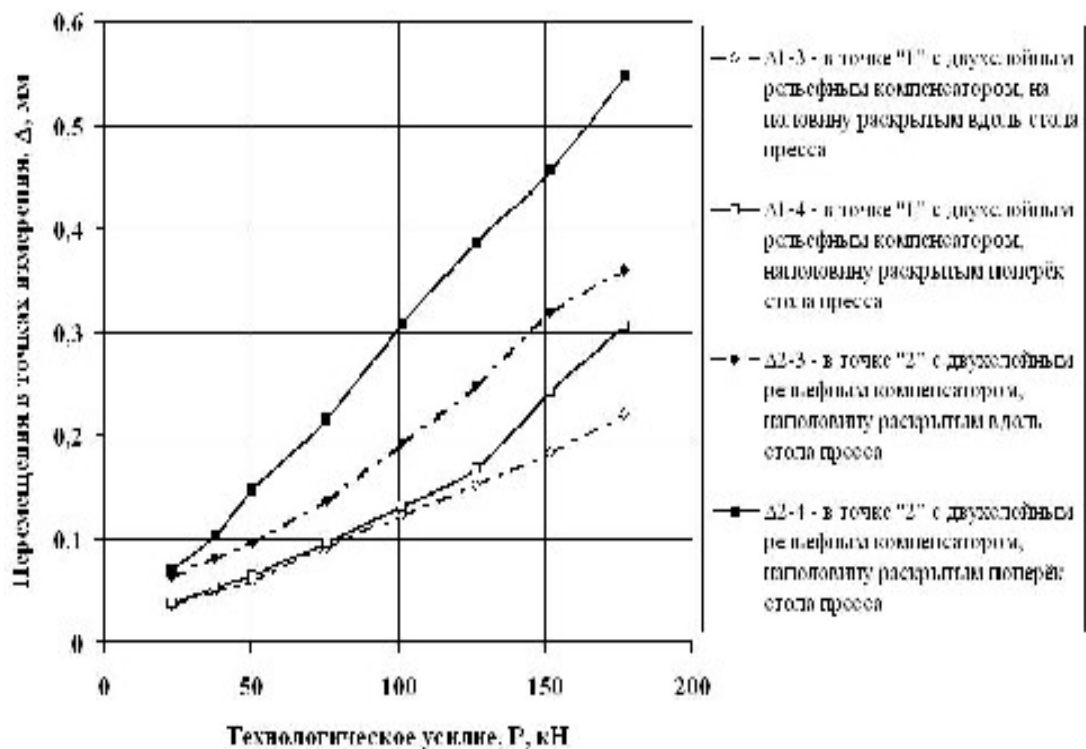


Рисунок 3.13 - Графік залежності переміщень в точках «1» і «2» від технологічного зусилля з двошаровими рельєфними компенсаторами, наполовину розкритими уздовж і поперек столу преса

При навантаженні з варіантом розкриття компенсатора уздовж столу преса його деформація менше, ніж при розкритті поперек столу. У першому випадку площа компенсатора збільшується в напрямку розкриття станини, що забезпечує більш рівномірний розподіл технологічного зусилля по опорній поверхні пластин. У другому випадку крайні області компенсатора практично не задіяні, а центральна частина відчуває найбільшу осадку.

Використання двошарового рельєфного компенсатора, розкритого

наполовину уздовж столу преса, знижує сумарне переміщення Δ станини в середньому на 24%, а при розкритті компенсатора поперек столу преса зареєстровано уменьшение раскрытия станины на 12 %.

На рис. 3.14 представлена залежність деформацій станини преса від технологічного зусилля з використанням малого і великого плоских компенсаторов-пластин. Експеримент проводили в діапазоні зміни технологічного зусилля P від 25,3 до 126,5 кН. В результаті були отримані залежності, близькі до лінійних, мають зростаючий характер.

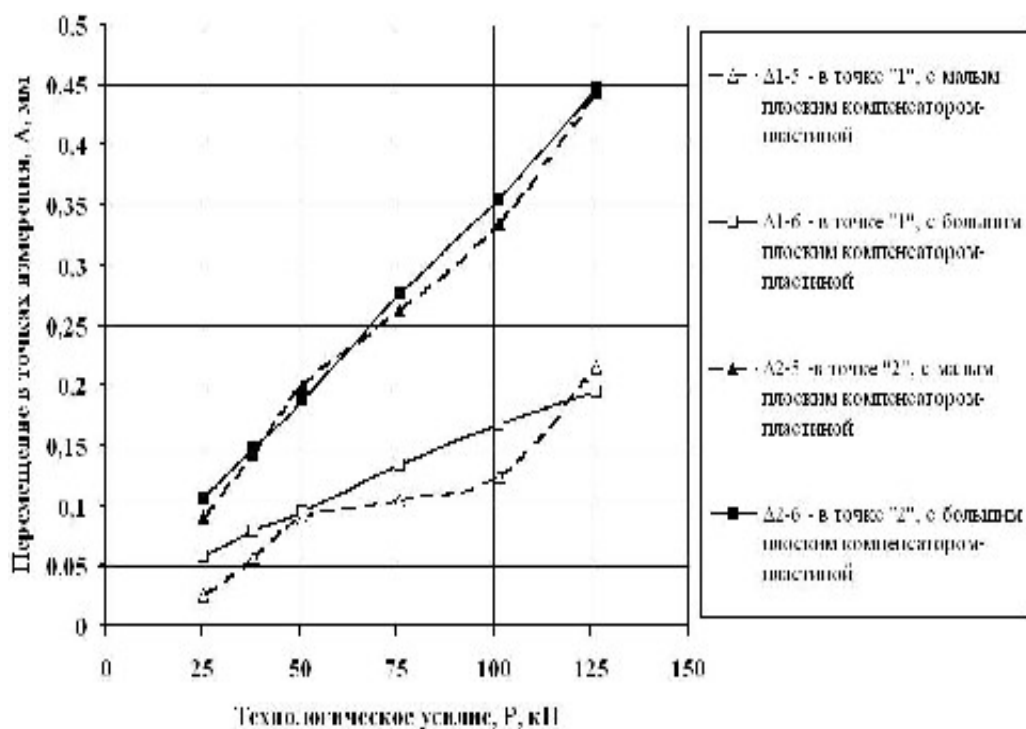


Рисунок 3.14 – Графік залежності переміщень в точках «1» і «2» від технологічного зусилля з малим і великим плоскими компенсаторами-пластинами

Величина переміщення в точці «1» зростає в межах від 0,03 до 0,22 мм при використанні малого плоского компенсатора-пластини і від 0,06 до 0,20 мм при використанні великого плоского компенсатора-пластини. У точці «2» спостерігається зростання переміщення в діапазонах 0,09÷0,45 мм і 0,11÷0,45 мм відповідно.

Деформація преса при використанні малого плоского компенсатора-пластини знижується в середньому на 15%, а великий плоский компенсатор-пластина практично не знижує деформації в станині преса.

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 напругами.

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, нерівноваженість 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 цехів 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 тродового 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 | |
| 1 | Шкідливі хімічні речовини, мг/м ³ 2 клас безпеки Сірчана кислота | 1 | 0,05 | - | - | - | 80 |
| | 3 клас безпеки Оксид вуглецю | 20,0 | 4,0 | - | - | - | 80 |
| 2 | Пил, переважно фіброген. дії, мг/м ³ | 2 | 2,78 | 1,39 | - | - | 92 |
| 3 | Вібрація (загальна), дБ | 92 | 94 | | 4 | | 92 |
| 4 | Шум, дБА | 80 | 105 | | | 25 | 92 |
| 5 | Мікроклімат в приміщенні: -температура повітря, °С | | | | | | |
| | - в холодний період | 13/19 | 17/20 | | | | |
| | - в теплий період | 15/26 | 30 | | | | 80 |
| | -швидкість руху повітря, м/с | 0,2-0,5 | 0,2 | | | | |
| | -відносна вологість, % | 40-60 | 40 | | | | |
| -інфрачерв. випромінювання, Вт/м ² | 140 | 900 | | 760 | | 80 | |
| 6 | Категорія важкості праці | важка, IV помірна | | | | | |
| 7 | 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 електричної системи 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.

- Припливні і 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.
- Вона повинна бути електро- і вибухобезпечної.

У цеху передбачено природний повітрообмін, створюваний загальнообмінної безканалної 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; підрозряд зорової роботи - в; контраст об'єкта з фоном - середній; характеристика фону - середня. Освітленість (комбіноване освітлення) - 200 лк. Загальна освітленість - 200 лк. В системі загального освітлення використовуються

газорозрядні лампи високого тиску типу ДРЛ і ДРІ в системі загального освітлення від потужності використовуються на висоті:

- 6-12 м (лампи потужністю від 50 до 125 Вт);
- 9 м і вище (лампи потужністю від 250 Вт).

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 спеціалізованої 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 СТІ 549.12.314-87.

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

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 – пожеже безпечно, а на випадок небезпечних невідправностей 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 продуктивність 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;
- не допускається виконання виробничих операцій на обладнанні, установках верстатах, з несправностями, які можуть призвести до займання та пожеж, а також при відключених контрольно вимірювальних приладах.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ

1. В результаті аналізу існуючих деформацій і напружень в елементах пресового обладнання визначено, що одним з перспективних напрямів зниження паразитуючих навантажень і перекосів напрямку повзуна є використання пружних компенсаторів.

2. Оцінка ефективності роботи компенсаторів похибок системи «прес штамп» може бути оцінена за величиною розкриття станини преса при технологічних навантаженнях, при цьому використання пружних компенсаторів на базі поліуретану дозволяє знизити паразитні деформації в станині на 12-24%.

3. Оптимальні умови роботи пружних компенсаторів виявлені в діапазоні технологічних зусиль, що не перевищують 50% від номінального зусилля преса. При цьому величина опади поліуретанових пластин становить до 20-30% початкової висоти, а основним критерієм ефективності є менше значення жорсткості компенсатора в порівнянні з жорсткістю преса.

4. На основі розробленої кінцево-елементної моделі і методики розрахунку НДС станини преса при роботі з пружними компенсаторами різної форми виконаний розрахунок кутових розтягуючих деформацій і напружень. Показано, що найбільш ефективним є використання компенсаторів з 7-ма отворами, які дозволяють знизити кутові деформації станини на 10-22% і розтягуючі напруження в небезпечному перерізі - на 6 - 10%. Встановлено, що монтаж компенсаторів менш жорсткою стороною до тилу преса істотного впливу на НДС станини не робить.

5. Перспективним напрямком розвитку досліджень в даній області є визначення характеру впливу параметрів компенсаторів безпосередньо на перекося повзуна щодо столу преса, також доцільна розробка комплексу математичних моделей для універсалізації результатів досліджень.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. 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.
2. Моделювання мехатронної ковальсько-пресової системи : навчальний посібник / С. В. Швець, У. С. Швець, В. М. Борисюк. – Суми : Сумський державний університет, 2022. – 177 с.
3. Плєснецов Ю. О. Ковальсько-штампувальне обладнання. Механічні преси. Харків: НТУ «ХП», 2014. – 236 с
4. Mechatronic systems design and solid materials. Methods and Practices / Satya Bir Singh, Prabhat Ranjan, Alexander V. Vakhrushev, A. K. Naghi. – CRC Press, 2021. – 241 p
5. Основи експериментальних методів дослідження процесів обробки металів тиском : навчальний посібник / В. В. Кухар, О. С. Аніщенко, А. Г. Присяжний. – Маріуполь : ПДТУ, 2019. – 234 с.
6. Проектування та розрахунок кривошипних пресів. Навчальний посібник. / А.В. Явтушенко - Запоріжжя: вид-во ЗНТУ, 2006.-301 с.
7. Кухарь В. В. Методика оцінки напружено-деформованого стану станини кривошипного пресу відкритого типу при роботі з пружними компенсаторами перекосу повзуна. / В. В. Кухарь, А. А. Никитченко, Е. Ю. Балалаева, О. А. Тузенко // Захист металургійних машин від поломок: Зб. наук. пр. – Маріуполь: ПДТУ, 2009. – Вип. 11. – С. 176 – 182.
8. Кухарь В. В. Експериментальне дослідження напружень в станині кривошипного пресу відкритого типу при роботі з пружними компенсаторами перекосу повзуна / В. В. Кухарь, Е. Ю. Балалаева // Вісник Донбаської державної машинобудівної академії: Зб. наук. пр. – Краматорськ: ДДМА, 2009. – С. 177 – 181.
9. Пат. 11782 Україна, МПК(2006) В 21 В 23/00. Компенсатор похибок напрямку переміщення повзуна преса / Діамантопуло К. К., Кухар В. В.,

Єрмолов Д. В. (Україна); заявник і патентовласник Приазовський держ. техн. ун-т. – № u200505677; заяв. 13.06.2005; опубл. 16.01.2006, Бюл. № 1. – 4 с.; іл.

10. Кухар В. В. Методика розрахунку напружено-деформованого стану листової заготовки при гнутті з врахуванням зміцнення матеріалу / В. В. Кухар, О. С. Аніщенко, М. М. Нагнібеда // Вісник Національного технічного університету «ХПІ» : зб. наук. пр. / НТУ «ХПІ». – Харків: НТУ «ХПІ», 2017. – Серія: Інноваційні технології та обладнання обробки матеріалів у машинобудуванні та металургії, № 37 (1259). – С. 36–41

11. Моделювання роботи пружних двошарових компенсаторів методом повного факторного експерименту / О. А. Тузенко // Университетська наука - 2010 : в 3 т. : тез. докл. міжнар. науч.-техн. конф. (Маріуполь, 18-20 травня 2010 г.) / ПГТУ. – Маріуполь, 2010. – Т. 1. – С. 279–281.

12. Купчик М.П. та інші. Основи охорони праці. – К.: Основа, 2000. –416с.

13. Геврик Е.О. Охорона праці. Навчальний посібник для студентів вищих навчальних закладів. – К.:Ельга, Ніка-центр. 2003. – 280с.

14. Жидецький В.Ц. Основи охорони праці. Підручник.-Львів.: Афіша, 2003. – 320с.

15. Гадзюк М.П., Желібо Е.П., Халімовський М.О. Основи охорони праці: Підручник для студентів вищих навчальних закладів. Зав. ред. Гадзюк М.П. – К.: Каравелла, 2003. – 408с.

16. Магістерська робота. Методичні вказівки до підготовки випускної кваліфікаційної роботи магістра для студентів ЗДІА спеціальності 133 “Галузеве машинобудування”, ОПІ – «Металургійне обладнання», рівень вищої освіти - магістр / Укл.: Огінський Й.К., Таратуга К.В., Шевченко І.А., Ковязін О.С., Васильченко Т.О.– Запоріжжя, 2018. – 76с

СПИСОК ВИКОНАНИХ КРЕСЛЕНЬ

| № з/п | Найменування | Формат | Кількість |
|-------|--|--------|-----------|
| 1 | Прес листоштампувальний зусиллям 1,0 МН Вид загальний | A1 | 1 |
| 2 | Кінематична схема пресу | A1 | 1 |
| 3 | Муфта | A1 | 1 |
| 4 | Гальмо | A1 | 1 |
| 5 | Деталювання | A1 | 1 |
| 6 | Моделювання напружено-деформованого стану станини при роботі з пружними компенсаторами | A1 | 1 |
| 7 | Експериментальне дослідження розкриття станини | A1 | 1 |

ДОДАТКИ