

ВІННИЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Факультет машинобудування та транспорту

Кафедра галузевого машинобудування

Пояснювальна записка

до магістерської кваліфікаційної роботи

магістра

(освітньо-кваліфікаційний рівень)

на тему Пристрій керування зворотнім ходом ковальських машин з гідроприводом

08.27.МКР.001.00.000 ПЗ

Виконав: студент 2 курсу за ОПП «Магістра»,  
групи ІГМ-18м

спеціальності 133

Галузеве машинобудування

(шифр і назва напрямку підготовки)

Антонюк Д. В.

(прізвище та ініціали)

Керівник Іскович-Лотоцький Р. Д.

(прізвище та ініціали)

Рецензент Цимбал С. В.

(прізвище та ініціали)

Вінниця – 2019 року

## ЗМІСТ

ВСТУП	5
РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ ІСНУЮЧИХ СПОСОБІВ, МЕТОДІВ РОЗРАХУНКУ І ПРИСТРОЇВ КЕРУВАННЯ ЗВОРТНИМ ХОДОМ КУВАЛЬНИХ ПРЕСІВ З НАСОСНО-АКУМУЛЯТОРНИМ ПРИВОДОМ.....	8
1.1 Існуючі системи керування зворотнім ходом кувальних пресів з насосно-аккумуляторним приводом.....	8
1.2 Існуючі системи керування зворотнім ходом кувальних пресів з насосно-аккумуляторним приводом.....	14
1.3 Конструкції клапанів керування поворотним ходом.....	19
1.4 Висновки до розділу.....	27
РОЗДІЛ 2. РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ ДРОСЕЛЬНО-РЕГУЛЮЮЧИХ КЛАПАНІВ.....	28
2.1 Особливості геометрії робочих поверхонь дросельно-регулюючих клапанів призначених для керування зворотнім ходом поперечки.....	28
2.2 Конструкція дросельно-регулюючих клапанів керування зворотнім ходом поперечки.....	31
2.3 Висновки до розділу.....	39
РОЗДІЛ 3. МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ДИНАМІКИ ЗВОРТНОГО ХОДУ І ПРОЦЕСУ РОЗВАНТАЖЕННЯ ВІД ТИСКУ РОБОЧИХ ЦИЛІНДРІВ КУВАЛЬНИХ ПРЕСІВ З НАСОСНО- АКУМУЛЯТОРНИМ ПРИВОДОМ.....	40
3.1 Аналіз математичної моделі розгону і сталого руху поперечки вгору.....	40
3.2 Побудова і аналіз математичної моделі розвантаження робочих циліндрів від тиску.....	44
3.2.1 Побудова математичної моделі зміни тиску в робочих циліндрах преса в процесі розвантаження.....	48
3.2.2 Побудова математичної моделі процесів, що відбуваються в зливній магістралі в процесі розвантаження робочих циліндрів від тиску	60

3.2.3 Аналіз існуючого способу розвантаження робочих циліндрів від тиску зливним клапаном малого прохідного перетину, вбудованим в головний клапанний розподільник.....	64
3.3.4 Аналіз нового способу розвантаження робочих циліндрів від тиску безпосередньо в наповнювальну-зливну магістраль відкриттям наповнювальну-зливного клапану з дроселюючим елементом.....	65
3.4 Розрахунок методом скінчених елементів корпусу клапана.....	72
3.4 Висновки до розділу.....	77
РОЗДІЛ 4. ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА.....	78
4.1 Оцінювання комерційного потенціалу розробки «Пристрій керування зворотнім ходом ковальських машин з гідроприводом».....	78
4.2 Прогнозування витрат на виконання науково-дослідної роботи.....	81
4.3 Висновки до розділу.....	88
РОЗДІЛ 5. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ.....	89
5.1 Аналіз умов праці.....	89
5.2 Виробнича санітарія.....	89
5.2.1 Мікроклімат в приміщенні.....	90
5.2.2 Освітлення.....	91
5.2.3 Шум.....	94
5.2.4 Вібрація.....	93
5.3 Техніка безпеки.....	96
5.4 Пожежна безпека.....	96
5.5 Безпека в надзвичайних ситуаціях.....	98
5.6 Висновки до розділу.....	103
ВИСНОВКИ.....	104
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	105
Додаток А. Технічне завдання.....	110
Додаток Б. Ілюстративна частина.....	115

## ВСТУП

Розробка і освоєння нових ресурсозберігаючих технологій в машинобудуванні є пріоритетним спрямований при створення конкурентоспроможної продукції в ринкових умовах. Це вимагає підвищення технічного рівня виробництва за рахунок впровадження нових технологій і обладнання. В даний час Україна займає важливе місце серед світових виробників поковок і розробників ковальсько-пресового устаткування. У той же час наявність великої кількості фізично і морально застарілих ковальсько пресових машин вимагає розробки і впровадження нових і прогресивних рішень, спрямованих на підвищення техніко-економічних показників вказаного обладнання, до числа якого відносяться кувальні преси з насосно-акумуляторним приводом (НАП).

**Актуальність теми.** Досвід експлуатації кувальних пресів з НАП дозволяє стверджувати, що розгін і гальмування поперечки в верхньому положенні, а також розвантаження робочих циліндрів від тиску є важливими етапами машинного циклу, що визначають продуктивність преса, а також особливості динаміки його роботи.

Відомі математичні моделі поворотного ходу і процесу розвантаження робочих циліндрів від тиску не дозволяють провести глибокий аналіз процесів, що відбуваються в ці періоди, і розробити раціональні режими їх здійснення.

Затримка при розвантаженні робочих циліндрів від тиску по тривалості дорівнює основному ходу деформування і становить приблизно 25% часу всього робочого циклу преса. При робочих ходах з великим кінцевим тиском в циліндрах час розвантаження подовжується. Це крім зниження продуктивності преса, суттєво подовжує час контакту бойків преса з гарячим металом, що прискорює їх знос і охолодження заготовки. Гальмування рухомий поперечини в верхньому положенні здійснюється шляхом закриття впускного клапана зворотних циліндрів. Цей процес супроводжується коливаннями, гідроударами, вакуумуванням гідросистеми і підсмоктуванням зовнішнього повітря, що є небажаним і може привести до порушення роботи приводу.

Діючі системи керування зворотним ходом і розвантаженням робочих циліндрів від тиску не відповідають вимогам забезпечення швидких і без гідроударних режимів здійснення цих процесів.

Відповідно до цього, вдосконалення роботи кувальних пресів з насосно-акумуляторним приводом на зворотному ході і при розвантаженні робочих циліндрів від тиску являється актуальним і має важливе наукове і практичне значення.

**Мета і завдання досліджень.** Метою роботи є підвищення продуктивності та швидкодії кувальних пресів з насосно-акумуляторним приводом за рахунок використання розроблених регулюючих клапанів для розвантаження робочих циліндрів від тиску.

Для досягнення зазначеної мети в магістерській кваліфікаційній роботі поставлено і вирішені такі основні завдання:

- розробити математичні моделі розвантаження робочих циліндрів від тиску, розгону і гальмування рухомої поперечки на зворотному ході і вибрати на основі їх аналізу раціональні по швидкодії режими;
- розробити конструкції регулюючих і наповнювально-зливних клапанів, що підвищують продуктивність роботи преса.

**Об'єкт дослідження.** Кувальні преси з насосно-акумуляторним приводом.

**Предмет дослідження.** Процеси, що відбуваються в гідроприводі кувальних пресів з насосно-акумуляторним приводом (НАП) на різних етапах зворотного ходу і під час розвантаження робочих циліндрів від тиску з урахуванням їх взаємозв'язку, а також вплив цих процесів на продуктивність і надійність роботи преса.

**Методи дослідження.** Основними методами при плануванні та проведенні досліджень, розробці аналітичних залежностей, аналізів та обробці результатів є:

- математичне моделювання процесів, що протікають в гідравлічній системі, з урахуванням її конструктивних особливостей та режимів роботи на базі диференціальних рівнянь Даламбера руху поперечки, рівнянь течії робочої

рідини в елементах гідросистеми, рівнянь балансу витрат, рівнянь теорії коливань і теорії пружності;

- чисельний метод Рунге-Кутта для вирішення систем нелінійних диференціальних рівнянь другого порядку математичних моделей зворотного ходу і розвантаження робочих циліндрів від тиску;

**Наукова новизна.** Наукову новизну дисертаційної роботи складають наступні основні її результати та положення:

- уточнена математична модель гальмування поперечини преса на зворотному ході з урахуванням зміни опору регулюючого клапана під час його закриття;

- вдосконалена математична модель розвантаження робочих циліндрів від тиску, що враховує інерційність стовпа рідини, через трансформаційних змін опору зливного клапана під час його відкриття.

**Практична цінність роботи.** Практичну цінність дисертаційної роботи складають наступні її результати:

- науково обґрунтовані практичні рекомендації по вдосконаленню та раціональному проектуванню систем керування зворотним ходом і процесом розвантаження робочих циліндрів від тиску, які забезпечують підвищення надійності і продуктивності кувальних пресів з насосно-акумуляторним приводом;

- ряд елементів і вузлів системи керування, що забезпечують швидке й безударне розвантаження робочих циліндрів від тиску і гальмування поперечини преса у верхньому положенні.

**Особистий внесок здобувача.** Автором розроблені математичні моделі і встановлені закономірності етапів зворотного ходу і процесу розвантаження робочих циліндрів від тиску, сформульовані рекомендації щодо вдосконалення і раціонального проектування систем керування кувальними пресами з насосно-акумуляторним приводом, [1].

## РОЗДІЛ 1

# АНАЛІЗ ІСНУЮЧИХ СПОСОБІВ, МЕТОДІВ РОЗРАХУНКУ І ПРИСТРОЇВ КЕРУВАННЯ ЗВОРОТНИМ ХОДОМ КУВАЛЬНИХ ПРЕСІВ З НАСОСНО-АКУМУЛЯТОРНИМ ПРИВОДОМ

### 1.1 Типове ковальсько-пресове обладнання

На даний момент ковальсько-пресове виробництво є однією з важливих галузей економіки в більшості країнах світу з розвинутою важкою промисловістю. Це пов'язано з традиційно високим попитом на заготовки-поковки майже для всіх галузей промисловості. Також потрібно відмітити, що щорічно потреба в поковках відповідального призначення тільки збільшується [2...4]. Номенклатура ковальської продукції, що постійно збільшується, та вимоги до її якості, які незмінно підвищуються, є причиною вдосконалення технологій обробки різних матеріалів тиском й ковальсько-пресового обладнання для їх реалізації [5 –7].

Матеріали щорічних міжнародних конгресів ковалів (IFM – International Forgemasters Meeting), що проводяться по всьому світу провідними ковальськими корпораціями [8], дають розуміння про світові тенденції й напрямки розвитку ковальсько-пресового виробництва дають. Згідно наданим IFM звітам, виробництво поковок такими країнами, як США, Німеччина, Великобританія, Франція, Китай, Італія, Японія, Південна Корея та Індія – щорічно збільшується. Це, насамперед, поковки для атомного енергетичного машинобудування, аерокосмічної, оборонної промисловості, прокатного виробництва та різних видів транспорту. Слід відзначити, що основні досягнення ковальської індустрії пов'язані, в першу чергу, з освоєнням та вдосконаленням виробництва поковок з нових марок сталей для виробів відповідального призначення.

Також, слід зазначити, що успішність ковальських підприємств та продуктивність технологій які вони застосовують, на думку фахівців, багато в

чому визначається рівнем технічної оснащеності й відповідності ковальсько-пресового обладнання вимогам сучасного виробництва [9].

Найбільш перспективними в світі з точки зору надійності й ефективності роботи вважаються машини обробки тиском без жорстких кінематичних зв'язків між приводом і робочим органом, тобто гідравлічні преси, молоти й гвинтові ковальські машини. Ця тенденція знаходить своє підтвердження в цілому ряді робіт вітчизняних і зарубіжних вчених й фахівців відповідних галузей, присвячених аналізу перспектив розвитку ковальсько-пресового обладнання, як в окремо взятих країнах, так і в глобальному світовому масштабі [10...16]. При цьому найбільш затребуваним видом ковальського обладнання є гідравлічні преси [3...13], до основних переваг яких в порівнянні з іншими ковальськими машинами можна віднести наступне:

- простота конструкції, відсутність механічних передач;
- зусилля, що передається незалежить від положення рухомих частин;
- відсутність заклинювання;
- плавне регулювання швидкості робочого органу;
- можливість в широких межах змінювати висоту закритих штамсів;
- забезпечення витримки під тиском будь-якої тривалості;
- відсутність динамічного впливу на основу;
- висока надійність.

В силу зазначених переваг гідравлічні преси по праву займають провідне місце як найбільш надійний, продуктивний та енергоефективний вид ковальсько-пресового обладнання [10...14].

На сьогоднішній день на світовому ринку гідропресобудування склалася досить сильна конкуренція.

Всесвітньо визнаним лідером за кількістю, технологічним призначенням та номенклатурою створених гідравлічних пресів з використанням новітніх інноваційних технологій є Німеччина [2..4].

Німецьке гідропресобудування на світовому ринку представляють такі інжинірингові корпорації, як SIMPELKAMP [4,5], SMS Meer [2, 4], WERUKO PANKKE [3...5], SCHULER [3, 4] та LASCO [6...8].



Також в даний час до провідних світових виробників гідравлічних пресів широкого діапазону зусиль можна віднести наступні фірми: DANIELI та FICER (Італія) [9...11], Sheffield Forgemasters (Великобританія) [5], ZDAS (Чехія) [5], НКМЗ і Дніпропрес (Україна) [5...7], НВЕ (Південна Корея) [8], FINKL (США) [9], ТУНІ (Китай) [6].

На рисунках 1.1 та 1.2 представлені деякі сучасні зразки гідравлічних пресів перерахованих фірм.

Незважаючи на високий рівень пропозицій на ринку гідравлічного ковальсько-пресового обладнання, гідравлічні преси, що працюють на більшості заготівельних і ковальських підприємств по всьому світу, знаходяться в експлуатації вже не один десяток років [2...5]. При цьому загальний фізичний стан зазначених пресів у цілому є задовільним і технічно дозволяє їх подальшу експлуатацію.

Однак розвиток й вдосконалення технологічних процесів обробки тиском вимагає значної модернізації існуючого обладнання, – підвищення рівня автоматизації, розширення технологічних можливостей, покращення показників потужності й енергоефективності, підвищення компактності приводу та гнучкості керування. Досвід експлуатації ковальсько-пресового обладнання показує, що металоконструкції гідравлічних пресів, особливо потужних, в переважній більшості не схильні до сильного фізичного зношення на відміну від систем керування й засобів автоматизації [6...9].

Тому основним напрямом модернізації гідравлічних пресів є отримання нових необхідних для розвитку технологічних переваг і доведення технічних характеристик до сучасних вимог при збереженні достатньо міцного несучої металоконструкції (станини), вартість якої становить не менше 75–80% всієї машини.

Згідно з даними, наведеними німецькою фірмою LASCO, модернізація гідропресового устаткування на базі гідравлічних приводів з електронною системою керування дозволяє заощадити половину вартості нової машини [8].



а)



б)



в)

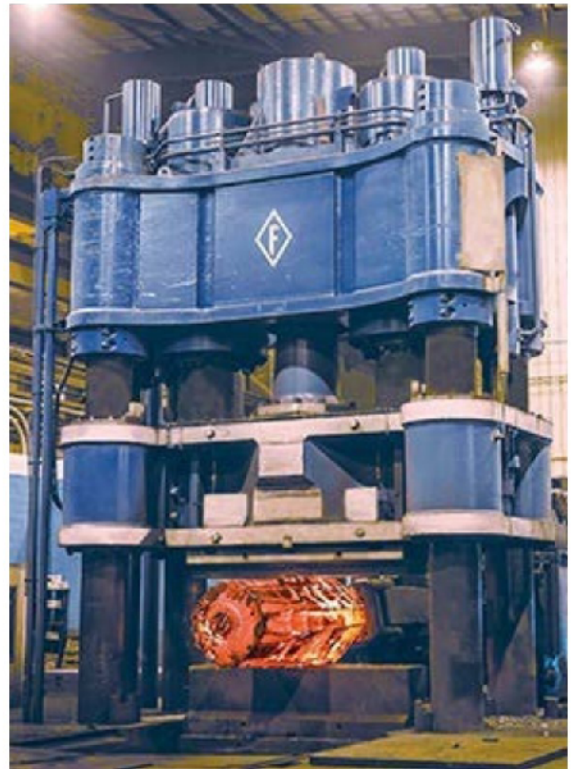


г)

Рисунок 1.1 – Гідравлічні преси німецьких фірм SIMPELKAMP (а), SMS Meer (б), WERUKO PAHNKE & SCHULER (в), LASCO (г)



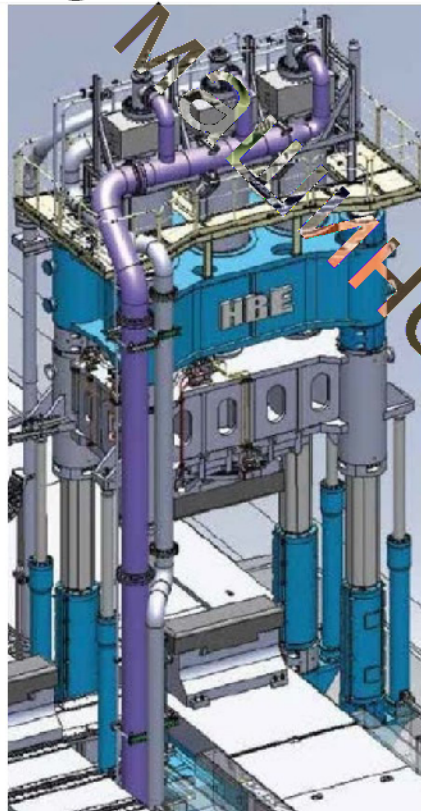
а)



б)



в)



г)



д)

Рисунок 1.2 – Гідравлічні преси провідних світових виробників DANIELI (а), FINKL (б), HKM3 (в), HBE (г) та ZDAS (д)

У той же час підприємство-замовник отримує сучасне працездатне обладнання, що забезпечує високу стабільність виконання технологічного процесу, значну продуктивність й якість поковок (штамповок), економію енергоносіїв [7].

При цьому розширюють технологічні можливості й поліпшують рівень автоматизації гідравлічних пресів шляхом впровадження комплексних систем вимірювання та контролю таких базових показників роботи, як

- рівня тиску робочої рідини на окремих ділянках гідроприводу;
- переміщення рухомої поперечини;
- висоти відкриття клапанів на базі високоточних датчиків провідних світових виробників, а також використання пропорційної гідроапаратури фірми Bosch REXROTH та елементів електроавтоматики у вигляді програмованих логічних контролерів фірми Siemens [10...13]. Це надає можливість гнучкого управління гідропресом зі зміною швидкості руху робочого інструменту в широкому діапазоні та і підвищенням точності його позиціонування [4...8].

В даний момент в Україні продукція машинобудування має бути базою для нормального розвитку економіки держави. Ця галузь відображає стан науковотехнічного потенціалу країни, а роль технологічного обладнання в розвитку економіки й забезпеченні випуску конкурентоспроможної продукції є визначальною [7, 9...11]. При цьому спостерігається стійка тенденція до розширення наявних потужностей енергомашинобудування, аерокосмічної та оборонної промисловості, прокатного виробництва, транспорту та сільгосптехніки. Це робить продукцію ковальсько-пресового виробництва затребуваною.

Для задоволення потреб сучасного виробництва гідропресове обладнання повинно відповідати таким основним вимогам [22]:

- підвищеним показникам енергоекономічності й продуктивності;
- надійності, стійкості технологічного процесу, якості й точності продукції, що виробляється;
- мати штучний інтелект з можливістю розвитку;
- оснащеним на достатньому рівні засобами автоматизації й механізації;

- високої безпеки, ремонтпридатності, зручності обслуговування та ергономічності.

Для підвищення якісних параметрів кувальних і штампувальних гідравлічних пресів виробники використовують імпорتنі комплектуючі вузли та деталі, високоточні засоби вимірювань, сертифікуючи продукцію на відповідність міжнародним стандартам ISO 9001 [83]. Таким чином, гідравлічні преси в порівнянні з іншими ковальськопресовими машинами надають широкий спектр можливостей по доведенню технічних характеристик до сучасних вимог з метою наступної реалізації необхідних технологічних процесів кування й штампування. Це стає можливим завдяки наявності несучої металоконструкції з високим запасом міцності, на базі якої виконується розведення трубопроводів, монтаж гідравлічної системи керування та засобів автоматизації. В процесі роботи така конструкція гідравлічних пресів дозволяє вводити в експлуатацію практично необмежену кількість новітніх технічних рішень без істотного переоснащення базової машини [28 –36]. З огляду на тенденції світового розвитку відповідних галузей промисловості, оцінюють можливість, своєчасність, період й напрям розробки нового та модернізації існуючого гідропресового обладнання. При цьому ефективно використовуються нові інноваційні пристрої й технології в галузі гідроприводу та електроавтоматики, як при проектуванні нових, так і при вдосконаленні роботи діючих гідравлічних машин обробки тиском.

## **1.2 Існуючі системи керування зворотнім ходом кувальних пресів з насосно-акумуляторним приводом**

Гідравлічні кувальні преси відносяться до машин статичної дії, що використовують для деформування поковки потенційну енергію стислої рідини. Фактором, що перешкоджає підвищенню швидкохідності гідравлічних пресів з водоемульсійним приводом від насосно-акумуляторного приводу, є необхідність реверсування в трубопроводах великих мас рідини, які переміщуються зі швидкостями 20...25 м/с, що супроводжується гідрударними

явищами, кавітацією, порушенням герметичності ущільнень циліндрів і трубних з'єднань. Уникнути або знизити рівень гідроударів і кавітаційних явищ, зберігаючи при цьому високий темп кування (штампування) можна, підбираючи раціональні конструктивні і витратні характеристики регулюючих клапанів і режими їх роботи [10...16].

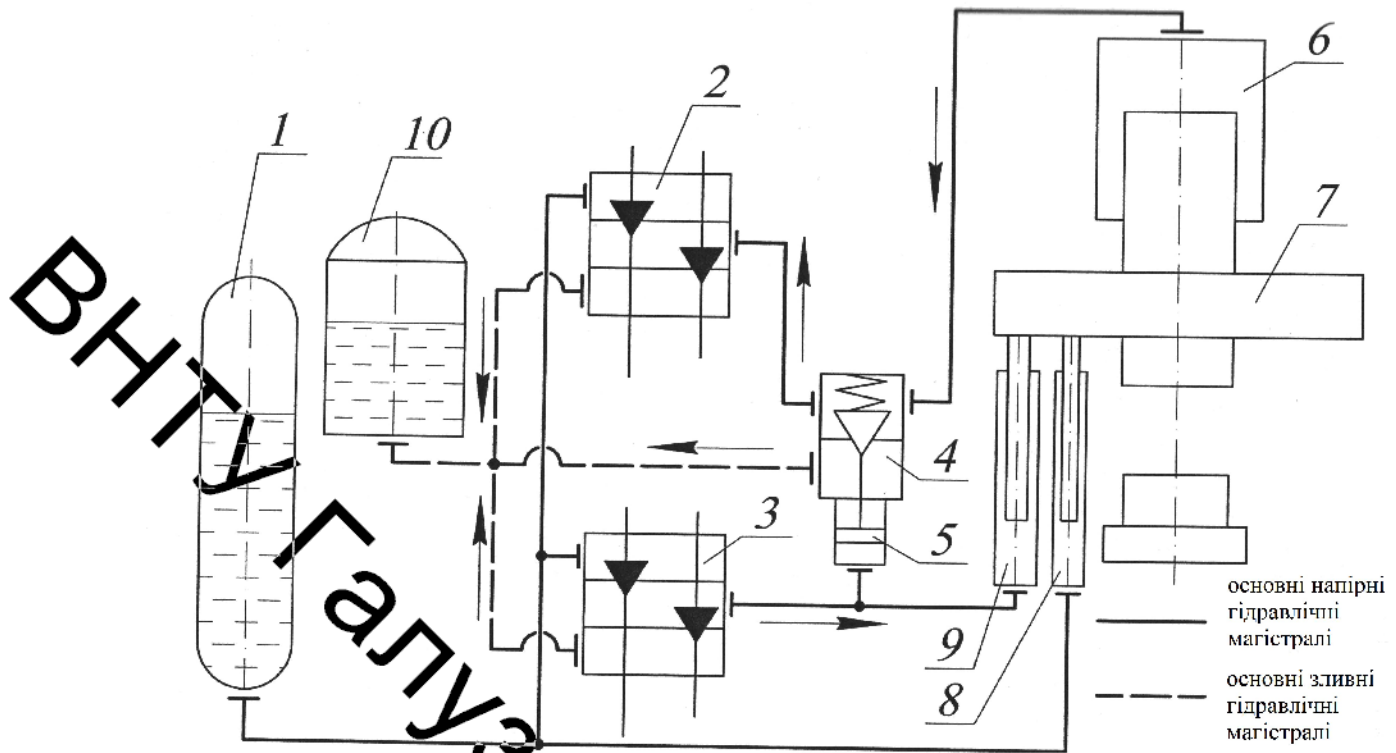
Серед організацій і підприємств, що займалися вирішенням проблем, пов'язаних з удосконаленням роботи гідравлічних пресів, можна виділити наступні: на території країн колишнього радянського союзу (МВТУ ім. Н. Е. Баумана, МГВМИ, Мосстанкин, ВНИИМЕТМАШ, ЦНИИТМАШ, ДГМА, та закордоном (SchülerAG, LascoUmformtechnik, Eumuco, Rexroth (Німеччина), DavyLavy (Англія) і ін.).

Великий внесок у вивчення динаміки гідравлічних пресів і удосконалення систем їх керування внесли Беляев С. Н., Бочаров Ю. А., Васильев Б. П., Кресин В. А., Лінц В. П., Лижників Е. І., Попов Н.І., Праздников А. В., Розанов Б. В. та багато інших.

Машинний цикл кувального гідравлічного преса (рис. 1.3) складається з наступних етапів:

- ходу наближення поперечки до поковки під дією рідини низького тиску (0,5 МПа), що надходить в робочі циліндри з баку;
- робочого ходу, в процесі якого здійснюється деформування поковки до певного, заздалегідь заданого розміру під дією рідини високого тиску (20 ...32 МПа), що надходить від насоно-акумуляторної станції (НАС);
- зворотного ходу під дією рідини високого тиску від акумуляторної станції, що підводиться до зворотних циліндрів.

Важливим етапом машинного циклу кувального гідравлічного преса є зворотний хід рухомої поперечини [17]. Збільшуючи швидкість зворотного ходу, забезпечуючи без ударні розгін і гальмування рухомої поперечки, можна істотно підвищити число ходів преса.



1 – гідравлічний бак; 2 – розподільник робочого циліндра; 3 – розподільник циліндрів повернення; 4 – наповнювально-зливний клапан (НЗК); 5 – сервоциліндр керування НЗК; 6 – робочий циліндр пресу; 7 – рухома поперечина; 8 – циліндр врівноваження; 9 – циліндр повернення; 10 – гідравлічний бак;

Рисунок 1.3 – Гідравлічна схема ковальського пресу з насосно-акумуляторним приводом

Зворотний хід включає в себе два етапи:

- розгін і установлені рухи поперечки вгору;
- гальмування і зупинка поперечки в крайньому верхньому положенні.

Після закінчення робочого ходу здійснюється розвантаження робочих циліндрів від тиску [18,19] за допомогою відкриття зливного клапана малого діаметра, встановленого в головному клапанному розподільнику і триває до тих пір, поки тиск рідини не впаде до 2,5...3,0МПа. Затяжне розвантаження робочих циліндрів призводить до зниження числа ходів пресової установки, а отже

більш інтенсивному охолодженню заготовки і пов'язаними з цим витратами (додатковим підігрівом заготовки).

Перший етап зворотного ходу починається з відкриття НЗК [13,16], завдяки чому основний обсяг рідини йде на злив в бак. Під дією зусилля з боку зворотних і врівноважують циліндрів поперечина розганяється і рухається вгору зі сталою швидкістю. Другий етап, – гальмування поперечки, – здійснюється шляхом закриття впускного клапана зворотних циліндрів, чим досягається зниження активної сили підйому і поперечина зменшує свій рух.

Як зазначається в [10-13] найбільш поширеним способом гальмування гідроприводу є зміна опору магістралей. При цьому сам процес гальмування може здійснюватися двома способами:

- шляхом установки гальмівного пристрою в напірну магістраль (пасивне керування процесом гальмування);
- шляхом установки гальмівного пристрою в зливну магістраль (активне керування процесом гальмування).

При установці гальмівного пристрою в напірну магістраль можливо вакуумування і розрив суцільності пороку рідини. Це обмежує максимально досяжний перепад тиску в гальмівному пристрої, а отже, і максимально досяжний модуль прискорення. Тому такий спосіб гальмування застосовується в приводах тихохідних машин.

Коли гальмівний пристрій включено в зливну магістраль, величина модуля прискорення обмежена через стискання рідини. В цьому випадку досяжний практично будь-який необхідний закон гальмування.

Дія гальмівних пристроїв заснована на двох принципах:

- зменшення кількості енергії, що підводиться рідиною до виконавчого органу, так що досягається шляхом зміни характеристик джерела енергії, зміни ефективної площі виконавчого органу або при включенні гальмівного пристрою в напірну магістраль;
- збільшення сили опору, що досягається шляхом збільшення сил опору з боку спеціально встановленого гальмівного пристрою або при включенні гальмівного пристрою в зливну магістраль.



При гальмуванні рухомих частин преса гідропривід повинен не тільки поглинути кінетичну енергію рухомих частин, а й забезпечити оптимальний закон руху, при якому створюються найбільш сприятливі умови для виконання технологічного процесу, і забезпечується найбільша продуктивність машини.

Для отримання найбільшої точності зупинки поперечки повинні бути виключені умови, що сприяють виникненню коливань і ударів, а також динамічних перевантажень частин преса. Отже, модуль прискорення рухомих частин повинен бути обмежений.

Розрізняють два способи гальмування: з контролем за часом і по шляху.

При гальмуванні по шляху час закриття клапана прагне до безскінченності, швидкість поперечки поступово наближається до нуля. Спостерігається повзучість в русі поперечки, яка зтягується на невизначений час. Гальмування по шляху має сенс застосовувати в умовах робочого ходу, вводячи зворотний зв'язок по швидкості, як це зроблено в роботі [24]. Щодо зворотного ходу, то гальмування шляхом, в силу зазначених особливостей, різко знижує продуктивність преса через зтягнення по часу встановлення поперечки. Крім того, на зворотному ході на відміну від робочого немає необхідності точного гальмування поперечки на заданому розмірі. Тому доцільно в умовах зворотного ходу здійснювати процес гальмування в крайньому верхньому положенні за часом.

Зворотні циліндри кувальних пресів [17], як правило, закріплюються на верхній поперечині преса. На плунжерах циліндрів кріпляться ригелі, зусилля від яких передаються за допомогою тяг на рухому поперечину. Гідросистеми пресів мають великі об'єми, зайняті робочою рідиною, значну протяжність трубопроводів і велика кількість апаратури керування, що призводить до потрапляння абразиву і грата в робочу рідину, що утворилися в результаті кавітації, окислення або зварювання стиків трубопроводів. Ці частинки заносяться в циліндри і призводять до зношування ущільнень, а іноді забивають дросельну шайбу циліндра, що негайно призводить до виникнення аварійної ситуації під час руху поперечки вниз на робочому ході: тиск в циліндрі через мультиплікації різко підвищуються (приблизно в 10-12 разів від номінального

робочого), що тягне за собою, як показує практика, прорив трубопроводу в області фланцевого з'єднання, руйнування ригеля або розрив тяг і виштовхування плунжера з циліндра.

Для запобігання подібним аваріям і блоці розподільника зворотних циліндрів передбачається під пружинений запобіжний клапан прямої дії [10]. Але, як показує практика, використання такого клапана не виправдовує себе. Це пов'язано, перш за все, з тим, що під час нормальної роботи зворотного циліндра запобіжний клапан застоюється, окислюється і стає нечутливим до коливань тиску. Тому, коли виникає аварійна ситуація, він не спрацьовує в потрібний момент.

Таким чином, проведений аналіз показав, що існуючі системи керування поворотним ходом мають суттєві недоліки, які знижують надійність і продуктивність пресів. Отже, удосконалення цих систем є важливим і перспективним.

### 1.3 Конструкції клапанів керування зворотним ходом

У машинобудуванні накопичений колосальний досвід по розробці, дослідженню і експлуатації органів керування верстатами, пресами і іншими машинами і механізмами з гідросистемами і гідроприводом, що використовують в якості енергоносіїв рідини високого тиску.

Багаторічний досвід розробки апаратури гідроприводів різного призначення загальноно в роботах [39,49-52], де розглянуті рішення наступних завдань, що дозволяють цілеспрямовано вибирати і проектувати апаратуру об'ємних гідроприводів: розрахунок статичних і динамічних характеристик гідроапаратів основних типів; визначення розмірів і форми проточної частини гідроапаратів, що забезпечують отримання бажаної форми характеристик; вибір засобів демпфування, що забезпечують потрібну інтенсивність згасання коливань при перехідних процесах.

В роботі [28] розглянуті питання експлуатації і розрахунку виконавчих пристроїв як з точки зору конструктивних особливостей регулюючих органів і

виконавчих механізмів, так і з точки зору методології розрахунків, пов'язаних з їх функцією в гідросистемі і контурі системи автоматичного регулювання.

Дослідженню впливу розмірів, форми проточної частини і характеристик гідроліній і гідроапаратів, а також перешкод, що зустрічаються на дорозі руху потоку рідини в магістралях, присвячені роботи [43-47]. У них дано рекомендації з керування потоками з різними параметрами, при наведені результатів досліджень і розрахунку динамічних систем, розглянуті регулюючі органи і процеси та явища, які в них відбуваються.

Умови роботи клапанів керування гідропрессами з приводом від НАС багато в чому відрізняються від умов роботи гідроапаратури, описаної вище, за цілою низкою чинників, пов'язаних з особливостями експлуатації гідропрессового обладнання. Але результати, отримані в ході цих робіт, можуть знайти застосування при розробці режимів керування потоком рідини високого тиску і проектуванні клапанів керування гідропрессами.

У пресах з НАП [9,15...17,] в якості апаратів керування застосовують дросельні регулюючі клапани, що забезпечують плавну зміну швидкості поперечки, її розгін, гальмування і реверс. Регулююча дія дросельних клапанів полягає в зміні їх прохідного перерізу і, відповідно, коефіцієнта гідравлічного опору, що викликає втрату напору і зміну кількості рідини, що проходить через клапан. Раціонально спроектований регулюючий клапан керування з правильно вибраним прохідним перетином забезпечує гнучке і оперативне керування рухомою поперечиною преса, її плавні розгін і гальмування, високу продуктивність преса.

По завершенні робочого ходу дуже важливим є здійснення швидкого і безударного розвантаження робочих циліндрів преса від тиску, що здійснюється зливним клапаном, правильний вибір прохідного перетину якого забезпечує оптимальний час розвантаження без гідродарів і мінімальну паузу при реверсі поперечки [13-16]. Характер роботи гідравлічного преса під час розвантаження визначається зливним клапаном, який повинен максимально поглинути енергію стисненої рідини і при цьому забезпечити швидке і безударне розвантаження.

Дроселювання робочої рідини в зливних клапанах супроводжується явищем кавітації [26,39,43-46]. Кавітаційні властивості зливних клапанів та інших місцевих опорів оцінюють за величиною безрозмірного числа кавітації  $\chi$

$$\chi = \frac{P_1 - P_{КАВ}}{0,5 \cdot \rho \cdot V_p^2}, \quad (1.1)$$

де  $P_1$  – тиск перед клапаном;

$V_p$  – швидкість рідини в умовному проході клапана;

Тиск  $P_{КАВ}$  при якому починається утворення кавітаційних кульок, прийнято вважати рівним тиску насичених парів в рідині. Однак в гідросистемах кувальних пресів робоча рідина містить велику кількість розчиненого повітря. Тому критичний тиск для  $P_{КАВ}$  пресів з НАП значно вище тиску насичених парів і може бути прийнято рівним 0.05МПа. Моменту виникнення кавітації в клапані відповідає критичне число кавітації  $\chi_{кр}$ , визначається за виразом

$$\chi = \frac{P_1 - P_{КАВ}}{0,5 \cdot \rho \cdot V_{pКАВ}^2}, \quad (1.2)$$

де  $V_{pКАВ}$  – швидкість рідини в умовному проході, відповідна початку кавітаційних явищ;

Якщо  $\chi > \chi_{кр}$ , то розвантажувальний клапан працює в докавітаційній зоні, а якщо  $\chi \leq \chi_{кр}$  то клапан знаходиться або в перехідній або в закритичній зоні кавітації. Істотне підвищення  $\chi_{кр}$  над  $\chi$  говорить про розвинений кавітаційний процес в клапані і його інтенсивному руйнуванні. Тому, знаючи критичні числа

кавітації, які відповідають різним ступеням відкриття конкретного клапана, можна оцінити кордони його безкавітаційної роботи.

Дослідження показали, що величина  $\chi_{kp}$  пов'язана з геометричними характеристиками розвантажувальних клапанів наступним виразом

$$\chi_{kp} = \left( \frac{f_4}{f_{kp}} \right)^2, \quad (1.3)$$

де  $f_4$  – площа умовного проходу в клапані;

$f_{kp}$  – площа критичного прохідного перетину.

Боротися з кавітацією можна наступними методами:

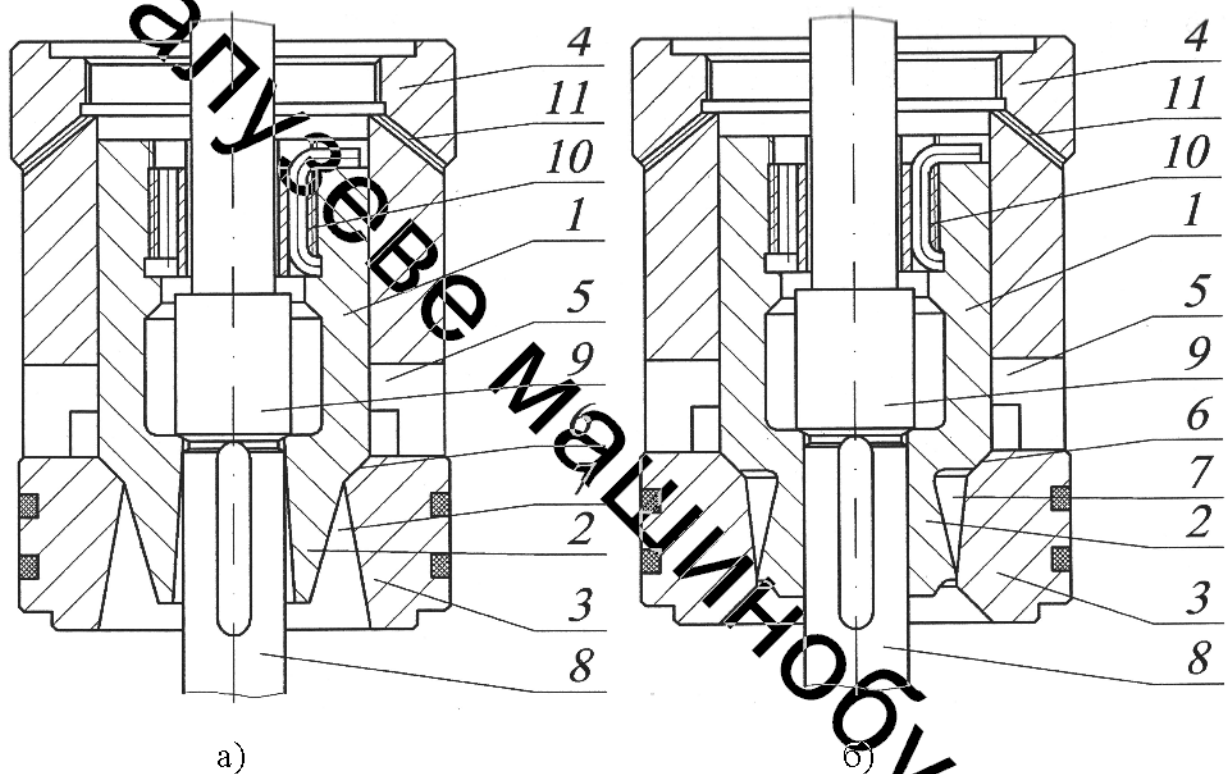
- зниження швидкостей і перепадів тиску в гідросистемі преса;
- створення кавітаційостійких матеріалів;
- раціональне проектування елементів гідросистеми.

Зниження тиску і швидкостей рідини в системах не відповідає інтересам виробництва. Пошук кавітаційостійких матеріалів для клапанів не дав відчутних результатів. Найбільш прийнятним для умов виробництва методом підвищення кавітаційної стійкості клапанів є раціональне конструювання проточної частини клапана з перенесенням зони утворення кавітаційних бульбашок і їх подальшої конденсації в таке місце, де кавітаційна ерозія приносить клапану мінімальні пошкодження [6,7...12]. Цей метод реалізований в клапанах, представлених на рисунку 1.4, де зона критичного перетину перенесена нижче запірної фаски.

В даних клапанах завдяки наявності конічної звужувальної юбки і відсутності сітки отворів в сорочці над фаскою критичне розташування до нижньої кромки фаски. Кавітаційні бульбашки, утворені в просторі нижче запірної фаски, викидаються в підклапанну порожнину, де вони схоплюються, не завдаючи суттєвої шкоди клапану. Однак клапан (див. рис. 1.4а), поряд з позитивною якістю, отримав істотний недолік – став динамічно нестійким [70].

Як показали експерименти, в процесі відкриття клапана виникають інтенсивні поздовжньо-крутильні коливання плунжера, що супроводжуються його швидким зносом. Причиною цих коливань є наявність в проточній частині клапана розширюючого каналу – дифузора, істотно дестабілізуючого потік рідини та викликає закидання тиску в системі і автоколивання плунжера.

Антиподом дифузора в гідравліці є конфузур (див. рис. 1.4, б), тобто звужуючий канал. У конфузурі потік рідини, що пройшов через дестабілізуючі пристрої, наприклад вікна в стакані, набуває упорядкований і стійкий характер.



1 – плунжер; 2 – юбка плунжера; 3 – сідло; 4 – направляючий стакан; 5 – пропускні вікна; 6 – ущільнююча фаска; 7 – центральний прохідний канал; 8 – шток; 9 – розвантажувальний клапан; 10 – упорна гайка; 11 – дросельний канал;

Рисунок 1.4 – Конструкції розвантажувальних клапанів

Наповнювальні клапани призначені для з'єднання порожнин робочих циліндрів пресів з баком під час холостого ходу, для роз'єднання їх з баком під

час робочого ходу і для зливу робочої рідини в бак при зворотному ході поперечки. Оскільки ці клапани виконують у гідросистемі двояку функцію - наповнення і зливу, то їх називають наповнювально-зливними (НЗК) [13,16]. Класифікація НЗК представлена на рисунку 1.5.

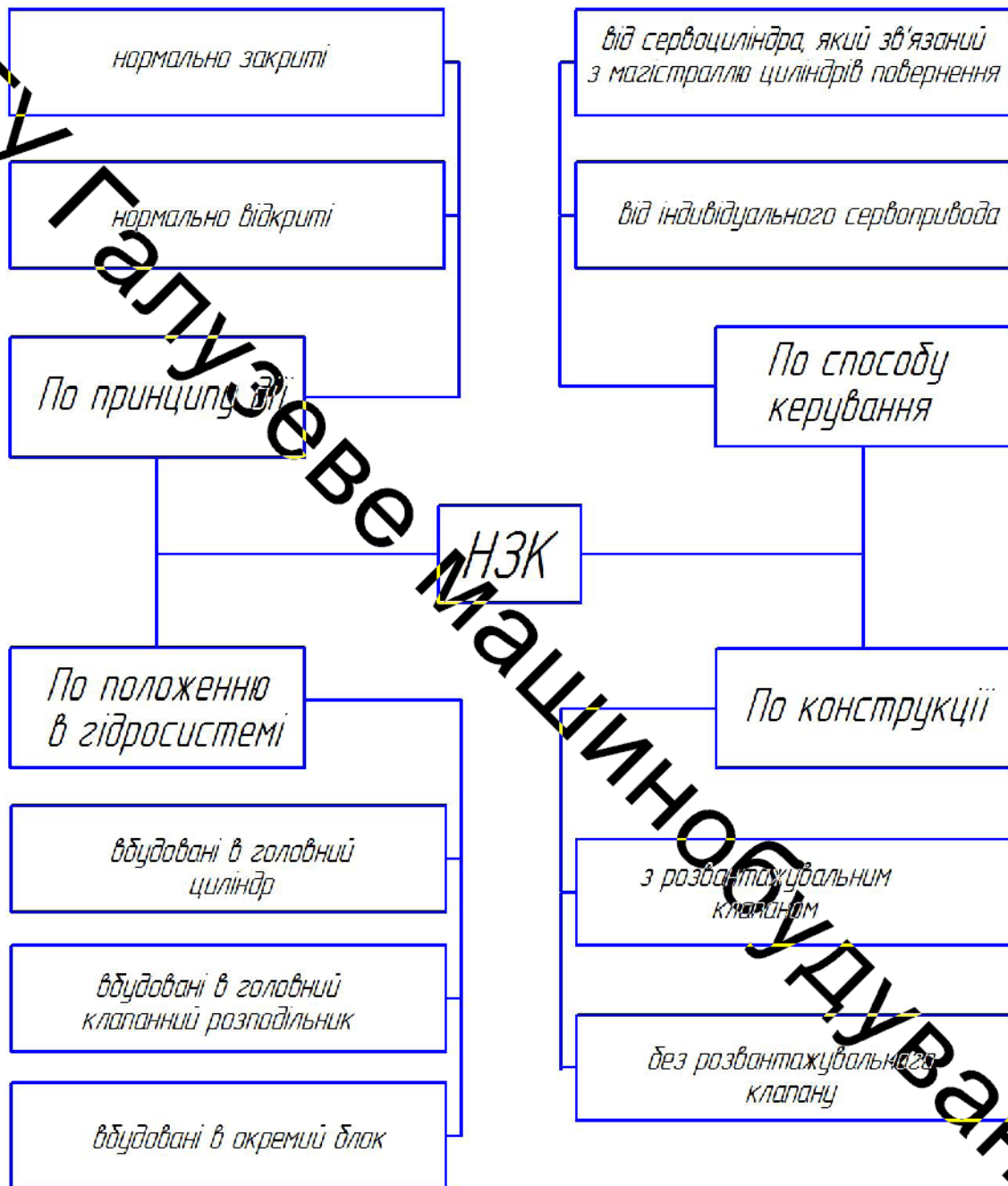


Рисунок 1.5 – Класифікація наповнювально-зливних клапанів (НЗК)

НЗК (рис. 1.6) монтуються в магістралі, що підводить рідину до робочих циліндрів і містять направляючий стакан 1 з вікнами 2 для проходу рідини,

сідло 3 з ущільнюючою фаскою 4 і центральним прохідним каналом 5, затвор 6, установлений в сідлі 3, пружину 7.

Для відкриття НЗК застосовують змонтовані в корпусі клапана сервоциліндри, що включаються в дію, як правило, одночасно з поворотними циліндрами преса. Оскільки НЗК мають великі габарити, відкривати їх відразу після робочого ходу преса, тобто при високому тиску в робочих циліндрах, небезпечно у зв'язку з виникненням інтенсивного гідрудару в наповнювальній системі преса, що містить наповнювальний бак і тонкостінні труби великого діаметру. Крім того, для підйому великогабаритних клапанів при високому тиску потрібні дуже великі зусилля. У зв'язку з цим перед відкриттям НЗК порожнину робочих циліндрів попередньо розвантажують від високого тиску за допомогою спеціального розвантажувального клапана, вбудованого в головний клапанний розподільник. Сервоциліндри НЗК розраховують на зусилля, достатнє для відкриття клапана тільки після падіння тиску в порожнинах робочих циліндрів до 2,5 ... 3,0 МПа. Якщо поставити більш потужний сервопривід, НЗК відкриється при більш високому тиску і в системі зливу відбудеться гідрудар.

Недоліком існуючих конструкцій НЗК, виявлених під час експлуатації [2,7], є тривала затримка його відкриття при переключенні преса з робочого на зворотний хід, викликана підвищеним часом розвантаження порожнин робочих циліндрів від тиску за допомогою вбудованого в головний розподільник зливного клапана. Затримка при розвантаженні робочих циліндрів від тиску по тривалості часто дорівнює основному ходу деформування і становить 25% часу всього робочого циклу преса. Така тривала пауза, крім зниження продуктивності преса, суттєво подовжує час контакту бойків преса з гарячою заготовкою, що прискорює її охолодження.

Також відомі НЗК (див. рис. 1.6, б), у яких розвантажувальний клапан 8 вбудований в затвор 6.



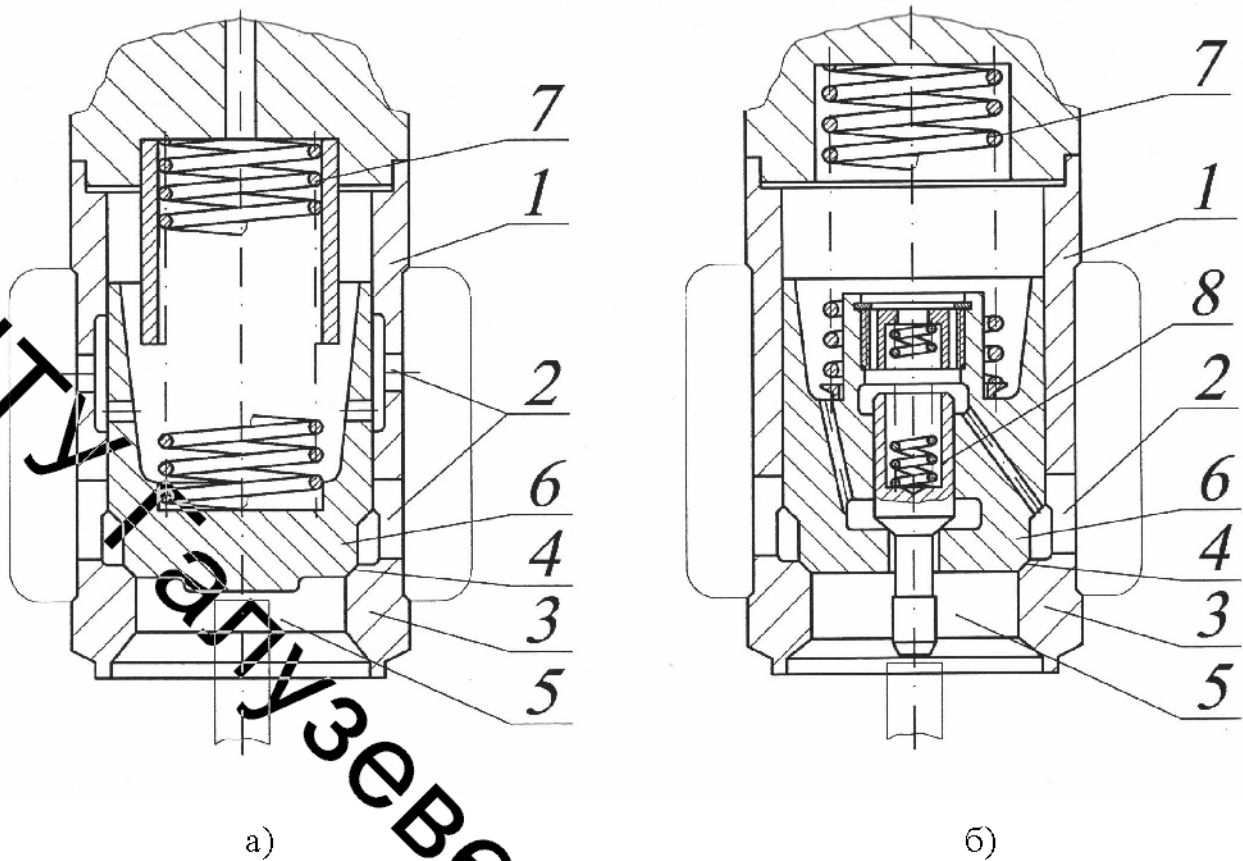


Рисунок 1.6 – Конструкції НЗК

Сервоциліндр після подачі в нього тиску спочатку відкриває розвантажувальний клапан 8, а потім, після падіння тиску в системі робочих циліндрів до 2.5 ... 2.0 МПа, відкриває затвор 6. НЗК із вбудованим в затвор розвантажувальним клапаном притаманні ті ж недоліки, що і клапану (див. рис. 1.6а). Додатковим його недоліком є те, що в разі виходу з ладу розвантажувального клапана 8 для його ремонту необхідно розібрати великогабаритний НЗК, що є трудомісткою операцією.

Найбільш частою причиною виходу з ладу розвантажувальних клапанів являється кавітаційний знос їх запірних фасок. У НЗК описуваної конструкції через розвантажувальний клапан з великою швидкістю і при великих перепадах тиску проходить значний обсяг стислої рідини, тому що клапан розвантажує від тиску всю систему робочих циліндрів. В таких умовах кавітації знос запірних фасок практично неминучий.

З описаного вище випливає, що при розробці НЗК необхідно забезпечити скорочення часу зливу рідини в бак за рахунок розвантаження робочих циліндрів від тиску, тобто створити такий НЗК, застосування якого дозволило б істотно скоротити час розвантаження робочих циліндрів від тиску і запобігти виникненню гідроудару внаповнювальній магістралі.

#### 1.4 Висновки до розділу

1. Розгін і гальмування поперечки в верхньому положенні є важливими етапами зворотного ходу преса, визначальними його продуктивність і особливості динаміки роботи.

2. Запобіжні системи зворотних циліндрів нечутливі до коливань тиску, тому вони не спрацьовують при виникненні аварійної ситуації.

3. Існуючі математичні моделі розвантаження робочих циліндрів від тиску і руху поперечки на поворотному ході не враховують інерційність стовпа рідини, зміну опору регулюючого клапана під час його відкриття і закриття, характеристику клапана, частку опору клапана в загальному опорі магістралі, тому не дозволяють провести детальний аналіз динамічних процесів, що відбуваються на цих етапах робочого циклу преса.

4. Конструкції НЗК не забезпечують запобігання гідроудару в наповнювальній магістралі, а також є нераціональними з точки зору кавітаційного зносу їх окремих елементів.

5. Існуючі пристрої керування зворотним ходом не забезпечують раціональних режимів розгону і гальмування поперечки на зворотному ході, а також швидкого і безударного розвантаження робочих циліндрів від тиску.

## РОЗДІЛ 2

### РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ ДРОСЕЛЬНО-РЕГУЛЮЮЧИХ КЛАПАНІВ

#### 2.1 Особливості геометрії робочих поверхонь дросельно-регулюючих клапанів призначених для керування зворотним ходом поперечки

Дуже важливим є вибір закону зміни прохідного перетину зливного клапана в міру його відкриття, тобто виду його конструктивної характеристики [9,10,14]. Найбільше застосування в промисловості отримали клапани з характеристиками трьох видів (рис. 1.3): степеневі  $n = 0,5$ , лінійної  $n = 1,0$  і квадратичної  $n = 2,0$ . Конструктивна характеристика формується змінним критичним прохідним перетином клапана. Цей перетин може бути утворено в двох місцях: вище запірної фаски у вікнах сорочки; нижче запірної фаски в кільцевій щілині, між внутрішньою циліндричною поверхнею прохідного отвору сідла і юбкою плунжера. На рисунку 2.1 представлена геометрія проточної частини зливного клапана у вигляді конфузора (див. рис. 1.4, б). Елементами, що формує конструктивну характеристику клапана, являється (див. рис. 2.2) внутрішня поверхня звужуючого кінцевого отвору сідла 1 і виступ 5 в нижній частині плунжера 2. Критичне перехідний перетин завжди знаходиться в районі виступу 5 і піднімається разом з ним в міру підйому плунжера 2 клапана. Воно являє собою кінчну поверхню, що утворює перпендикуляр, опущений з крайньої точки виступу 5 на внутрішню поверхню конфузора 4.

Визначальними конструктивними параметрами клапана є: діаметр сідла  $d_c$  і хід  $h_{\text{хв}}$ . Вони задаються, виходячи з конструктивних зображень. При відомих  $d_c$  і  $h_{\text{хв}}$  кут конусності отвору сідла  $\beta$  визначається за формулою

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{1}{2 \cdot h_{\text{хв}}} \cdot \left( \sqrt{1,27 \cdot f_{\text{кр}} - d_c^2} - d_c \right), \quad (2.1)$$

для плоскої моделі критичного перетину або більш точно за визначенням;

$$f_{кр} = \pi \cdot h_{кр} \cdot \sin \beta \cdot (d_c + h_{кр} \cdot \sin \beta \cdot \cos \beta), \quad (2.2)$$

для об'ємної моделі критичного перетину.

Цей клапан має лінійну конструктивну характеристику. Кут нахилу твірної до поздовжньої осі клапана залежить від площі його критичного прохідного перетину  $f_{кр}$  величини ходу  $h_{кр}$ .

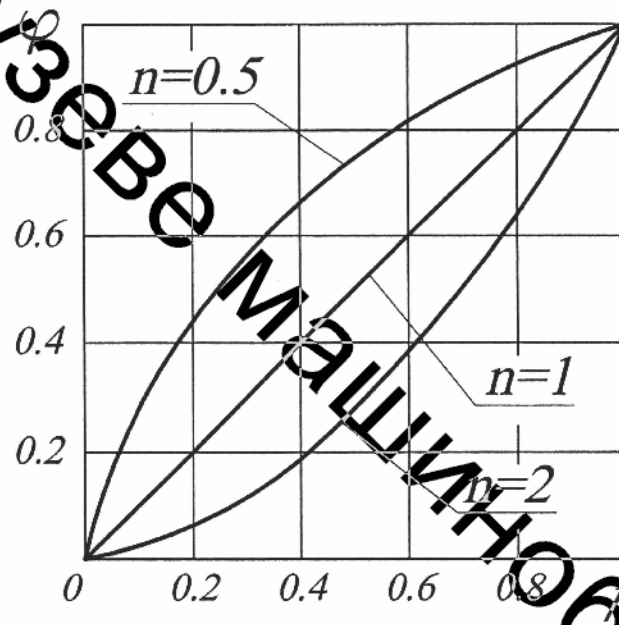


Рисунок 2.2 – Гістограм для визначення конструктивних характеристик дросельних клапанів

Досвід проектування і модернізації кувальних гідравлічних пресів свідчить про те, що чим більший відсоток гідравлічного опору магістралі НАС – прес приходить на розвантажувальний клапан, тим краще характеристики клапана, вище гнучкість керування і точність зупинки поперечини, нижче рівень гідроударів [15...17]. Звідси впливає важливий параметр гідросистем пресів: відношення падіння тиску на повністю відкритому розвантажувальному

клапані ( $\Delta p_{кл}$ ) до падіння тиску в системі акумуляторна станція-прес ( $\Delta p_c$ ) при русі поперечки з максимальною сталою швидкістю

$$\alpha = \frac{\Delta p_{кл}}{\Delta p_c} = \frac{\xi_{кл}}{\xi_c}, \quad (2.3)$$

де  $\xi_{кл}, \xi_c$  – наведені до робочого циліндру коефіцієнти гідравлічного опору повністю відкритого клапана і системи насосна станція-прес.

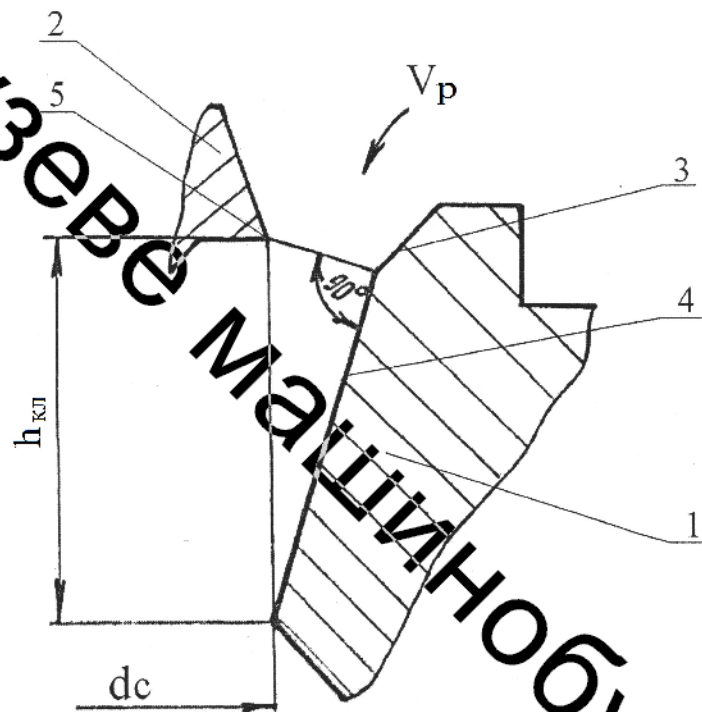


Рисунок 2.2 – Геометрія проточної частини зливного клапана

Ідеальним є випадок, коли  $\alpha = 1$ , але в реальних гідравлічних пресах це недосяжно. Досяжною величиною при раціональному проектуванні гідросистем є величини  $\alpha$  в межах 0.4 ... 0.6. У більшості діючих кувальних гідравлічних пресів, гідросистеми яких перенасиченні арматурою, коефіцієнт  $\alpha$  коливається в межах 0,05 ... 0,12. Звідси незадовільна керованість, гідроудари, низька точність зупинки поперечки. Для підвищення коефіцієнта  $\alpha$  необхідно демонтувати в гідросистемі зайву арматуру, вентилі, які вийшли із ладу,

невиправдані різкі повороти трубопроводів та ін., а також встановити площу прохідного перетину розвантажувального клапана відповідної ступені зусиль в 4 ... 6 разів менше, ніж площа прохідного перетину підвідного трубопроводу.

## 2.2 Конструкція дросельно-регулюючих клапанів керування зворотним ходом поперечки

В ході аналізу літературних джерел [5-14] було встановлено, що найменший шток служби має дроселюючий елемент клапана системи керування зворотнім ходом поперечки преса (а саме його шток). В загальному, шток піддався кавітаційній ерозії в двох місцях: в зоні розвантажувального клапана і по поверхні, яка працювала в області сідла. У першому випадку ерозія обумовлена інтенсивним дроселюванням потоку рідини в досить вузькому прохідному каналі. У другому випадку кавітація була викликана в результаті дії на цю ділянку штока струменя рідини після її проходження крізь критичний переріз. При цьому спостерігається стоншення штока, що набуває ступінчасту конфігурацію – спостерігається подвійне стоншення.

Перша ступінь утворена струменем рідини, яка прорвалася в зливну порожнину в найперший момент, коли тільки почалася розгерметизація запірної фаски. Під час експлуатації клапана такі короточасні і інтенсивні впливи призводять до швидкого стоншення штока – утворення першого ступеня.

Під час підйому штока вгору дія струменя на нього знижується, тому що час відкриття клапана становить 0,15с, протягом якого струмінь тільки і діє на цю ділянку, тому його стоншення менше, а на штоку спостерігається потовщення. При повному відкритті клапана основний потік рідини дроселюючись, протягом тривалого часу діє на шток.

Таке тривале, але менш інтенсивне, ніж в перший момент відкриття клапана, також призводить до швидкого стоншення штока – утворення другого ступеня.

Оскільки шток в основному працює на стиск, то з часом його стоншення призведе до руйнування в самому тонкому перетині в момент початку підйому і відкриття розвантажувального клапана. Як зазначалося раніше, найбільш прийнятним для умов виробництва шляхом значного підвищення кавітаційної стійкості елементів клапанів є раціональне їх конструювання.

На рисунку 2.3 представлена конструкція дросельно-регулюючого клапана, яка забезпечує зміну траєкторії струменя рідини після її проходження крізь критичний перетин клапана. Струмień рідини вдаряє у відбійник, відбивається від нього і, не завдаючи шкоди штоку, надходить у вихідний отвір. Таке виконання клапана забезпечує підвищення надійності і довговічності клапана, відсутність кавітації зносу, стоншення та руйнування його штока нижче дросельного каналу за рахунок оснащення плунжера клапана відбійником нижче конічної юбки. Дросельно-регулюючий клапан (див. рис. 2.3) містить направляючий стакан 1, всередині якого рухається плунжер 2. В останньому встановлений розвантажувальний клапан 3 з штоком 4. Плунжер 2 притертою до направляючого стакану 1 по головній запірній фасці 5. Плунжер 2 оснащений упорною гайкою 6 з отворами. Плунжер 2 дросельно-регулюючого клапана має відбійник 11 нижче конічної юбки 7.

Дросельно - регулюючий клапан працює наступним чином.

Робоче середовище під тиском підводиться до вхідного отвору 9, через канали в плунжері 2 заповнює порожнину над плунжером 2 і порожнину над розвантажувальним клапаном 3.

При підйомі штока 4 і відкритті розвантажувального клапана 3 робоче середовище високого тиску з вхідного отвору 9 через систему каналів і розвантажувальний клапан 3 надходить в зливну порожнину 10.

Після зіткнення розвантажувального клапана 3 з упорною гайкою 6 плунжер 2 відривається від запірної фаски 5. Робоче середовище з вхідного отвору 9 надходить в дросельючий канал 8 і проходить між ним і дросельючим елементом у вигляді конічної юбки 7. Струмień рідини вдаряє у

відбійник 11, відбивається від нього і, не завдаючи шкоди штоку 4, надходить у вихідний отвір 10. Здійснюється процес дроселювання робочої середовища.

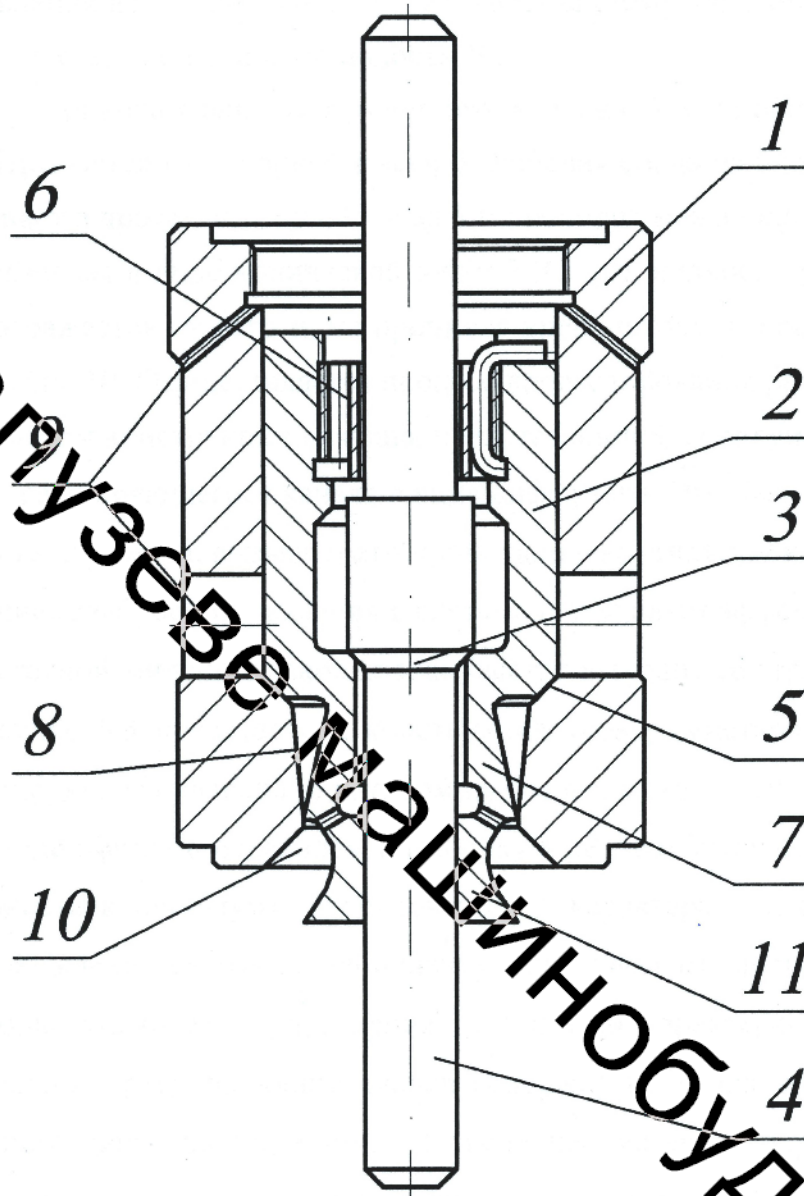


Рисунок 2.3 – Дросельно-регулюючий клапан

Недоліком конструкції клапана, представленої на рисунку 1.4а, є наявність розширюючого каналу у вигляді дифузора. Це істотно знижує стійкість плунжера, викликає його поздовжньо-крутильні коливання, що супроводжується закидами тиску в системі і звуковим ефектом [70]. Через високочастотну вібрацію такий клапан швидко виходить з ладу.



На рисунку 2.4 представлена конструкція удосконаленого дросельно-регулюючого клапана, в якому шляхом виконання дросельючого каналу у вигляді пояску з переходом до вибірки в сидлі забезпечує зведення зони нестійкості до мінімуму, впорядкованість характеру течії рідини після її проходження крізь дестабілізуючий елемент, підвищення динамічної стійкості, якості керування і поліпшення характеристик клапана.

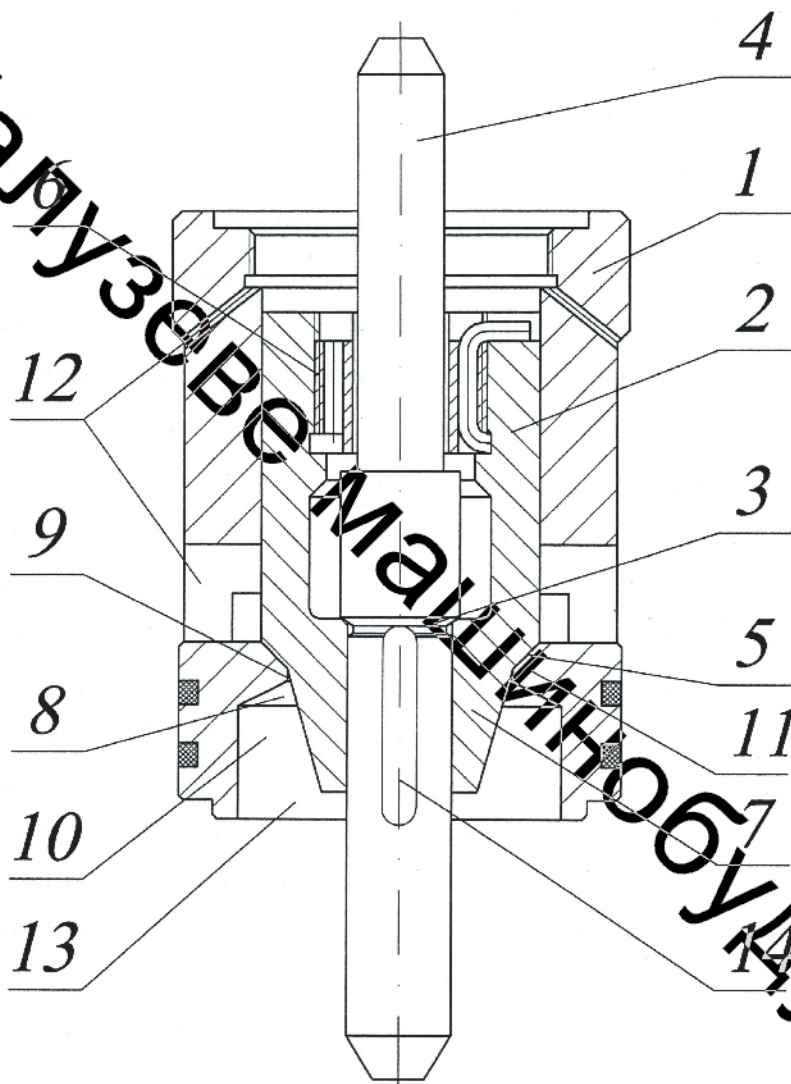


Рисунок 2.4 – Дросельно - регулюючий клапан

Дросельно-регулюючий клапан містить направляючий стакан 1, всередині якого рухається плунжер 2. В останньому встановлений розвантажувальний клапан 3 зі штоком 4. Плунжер 2 притертий до

направляючого стакану 1 по головній запірній фасці 5. Плунжер 2 оснащений упорною гайкою 6 з отворами і конічною юбкою 7.

Дроселюючий канал 8 виконаний у вигляді пояску 9 з переходом у вибірку 10 в сідлі 11. Потік рідини надходить з вхідного отвору 12 і після дроселювання відводиться на злив через зливну порожнину 13. На штоці 4 нижче розвантажувального клапана виконана проточка 14.

Дросельно - регулюючий клапан працює наступним чином.

Робоче середовище під тиском підводиться до вхідного отвору 12, через канали в плунжері 2 заповнює порожнину над плунжером 2 і порожнину над розвантажувальним клапаном 3. При підйомі штока 4 і відкритті розвантажувального клапана 3 робоче середовище високого тиску з вхідного отвору 12 через систему каналів, розвантажувальний клапан 3 і проточку 14 надходить в зливну порожнину 13. Після зіткнення розвантажувального клапана 3 з упорною гайкою 6 плунжер 2 відривається від запірної фаски 5. Робоче середовище з вхідного отвору 12 поступає в дроселюючий канал 8 та проходить між ним і дроселюючим елементом у вигляді конічної юбки 7. Спочатку потік рідини проходить через критичний перетин в паску 9, звужується в ньому, а потім різко розширюється у вибірці 10 сідла 11. Далі рідина надходить у вихідний отвір 13. Здійнюється процес дроселювання робочого середовища.

Недоліком конструкцій дросельно-регулюючих клапанів, представлених на рисунках 2.3 та 2.4, є їх робота в межах однієї дроселюючої зони з забезпеченням видаткової і швидкісної характеристик тільки одного типу. На рисунку 2.5 представлена конструкція удосконаленого дросельно-регулюючого клапана, в якому шток клапана забезпечений як мінімум двома клапанами з різними профілями дроселюючих елементів, а напрямна втулка виконана рухома з поверхнями, які сполучаються з відповідними дроселюючими елементами клапанів. При цьому клапана з різними профілями дроселюючих елементів виконані поєднанням на штоку (рис. 2.6) або рознесеними на ньому (рис. 2.5).

Запропонована конструкція (рис. 2.5 та рис 2.6) забезпечує можливість роботи клапана в межах як мінімум двох дроселюючих зон з отриманням витратних і швидкісних характеристик декількох типів. Таке виконання клапана забезпечує маневреність його роботи, легку переналадженність на інший режим роботи, можливість отримання цілого ряду різних характеристик в межах одного клапана.

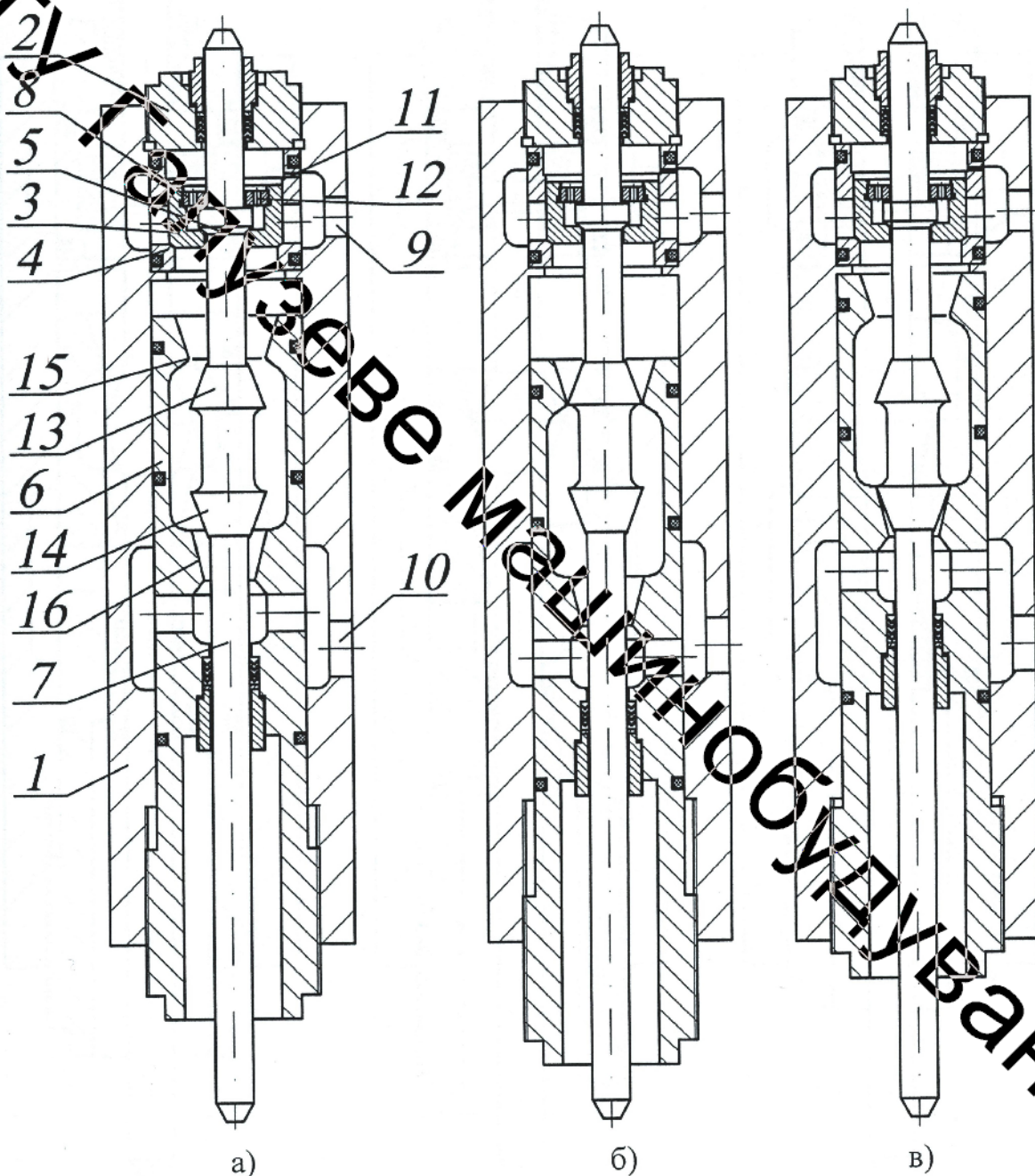


Рисунок 2.5 – Дросельно-регулюючий клапан з рознесеними на штоці дроселюючими елементами

При цьому на рисунках 2.5,а і 2.6,а клапан зображений в проміжному положенні, на рисунках 2.5,б і 2.6,б – клапан в режимі роботи "конфузор", на рисунках 2.5,в і 2.6,в – клапан в режимі роботи "дифузор".

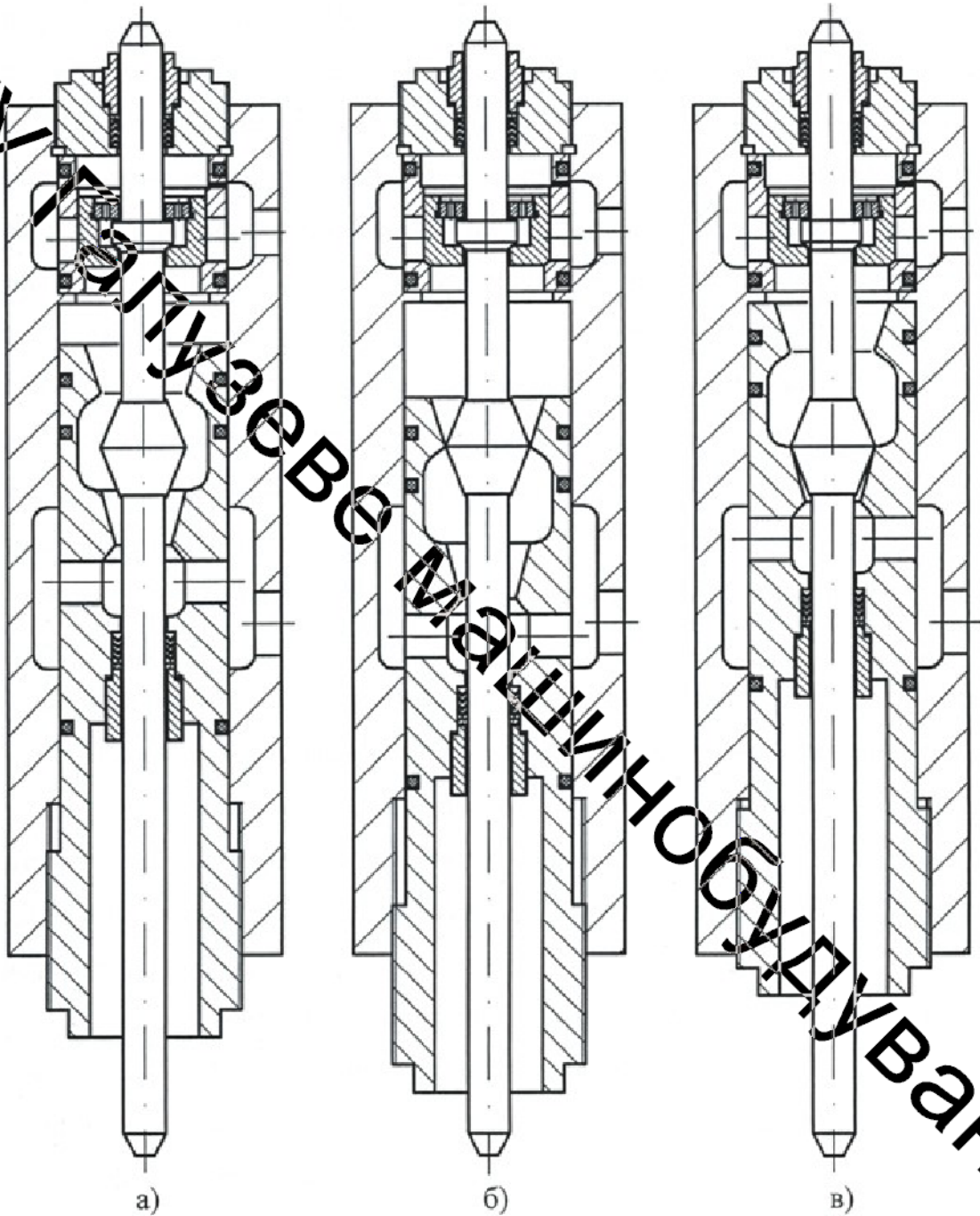


Рисунок 2.6 – Дросельно-регулюючий клапан з рознесеними на штоці дроселюючими елементами

Дросельно-регулюючий клапан містить корпус 1, з кришкою 2, запірний елемент 3 з сідлом 4, розвантажувальний клапан 5, направляючу втулку 6, шток 7, упорну втулку 8, вхідний 9 і вихідний 10 отвори. Порожнина над запірним елементом 3 пов'язане з тиском робочого середовища в отворі 9 дросельним отвором 11, а з розвантажувальним клапаном 5 – отворами 12 в упорній втулці 8. Шток 7 забезпечений клапанами 13 і 14 з різними профілями дроселюючих елементів.

Наприклад, 13 – конфузор, а 14 – дифузор. Напрямна втулка 6 виконана рухомою з поверхнями 15 і 16, які сполучаються з відповідними дроселюючим елементами клапанів 13 і 14.

До того ж клапана 13 і 14 можуть бути виконані суміщеними на штоку 7 (рис. 2.6) або рознесеними на ньому (рис. 2.5).

Дросельно-регулюючий клапан працює таким чином.

Робоче середовище під тиском підводиться до вхідного отвору 9.

Перед роботою клапан налаштовується на роботу в одному з режимів. Для цього рухому напрямну втулку 6 встановлюють таким чином, щоб дроселюючий елемент одного з клапанів сполучався з відповідною поверхнею втулки 6.

При підйомі штока 7 і відкритті розвантажувального клапана 5 робоче середовище високого тиску з вхідного отвору 9 через дроселюючий отвір 11, отвори 12 і розвантажувальний клапан 5 потрапляє у внутрішню порожнину втулки 6. Після зіткнення розвантажувального клапана 5 з упорною втулкою 8 запірний елемент 3 відривається від сідла 4. Робоче середовище надходить у внутрішню порожнину втулки 6 і проходить між дроселюючим елементом одного з клапанів і відповідної йому поверхнею втулки 6 в залежності від налаштування клапана – здійснюється процес дроселювання робочої рідини, яка потім відводиться через отвір 10.

Таким чином, така конструкція клапана забезпечує можливість його роботи в межах, як мінімум, двох дроселюючих зон з отриманням витратних та швидкісних характеристик декількох типів, легке переналаштування на інший режим тощо.

## 2.3 Висновки до розділу

1. Виконання наповнювально-зливного клапану з дроселюючим елементом у вигляді конфузора дозволяє здійснити швидко і безударне розвантаження робочих циліндрів від тиску. При цьому наповнювально-зливний клапан повинен мати наступні параметри: конструктивна характеристика з показником  $n$ , мінімальне значення якого становить 1, коефіцієнт якості гідросистеми  $\alpha$  не нижче 0.8, мінімальний час відкриття  $t_{\text{відк}} = 0,2$  с.

2. Наповнювально-зливний клапан з дроселюючим елементом у вигляді конфузора і забезпечений індивідуальним стежачим сервоприводом дозволяє здійснити швидко і безударне гальмування поперечки в верхньому положенні.

3. Чим ближче наповнювально-зливний клапан розташований до робочих циліндрів преса, тим швидше і безударно здійснюються розвантаження робочих циліндрів від тиску і гальмування поперечки в верхньому положенні.

4. Нові конструкції дросельно-регулюючих клапанів забезпечують підвищення їх надійності та довговічності, відсутність кавітації і зносу, підвищення динамічної стійкості, поліпшення якості і маневренності керування і характеристик клапанів.

## РОЗДІЛ 3

## МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ДИНАМІКИ ЗВОРОТНОГО ХОДУ І ПРОЦЕСУ РОЗВАНТАЖЕННЯ ВІД ТИСКУ РОБОЧИХ ЦИЛІНДРІВ КУВАЛЬНИХ ПРЕСІВ З НАСОСОНО-АКУМУЛЯТОРНИМ ПРИВОДОМ

## 3.1 Аналіз математичної моделі розгону і сталого руху поперечки вгору

Для успішного проектування гідравлічних пресів і об'єктивної оцінки закладених в проект параметрів необхідно мати математичні моделі основних етапів машинного циклу преса. Це дає можливість ще до створення преса в металі промодельовати на ЕОМ його роботу, побачити переваги та недоліки прийнятих рішень, внести корективи в проект, що обійдеться значно дешевше, ніж переробляти вже готовий прес.

Для опису різних етапів робочого циклу пресів з насосно-аккумуляторним приводом, як правило, використовують динамічні моделі, що представляють собою звичайні диференціальні рівняння в формі Коші.

Для побудови математичної моделі зворотного ходу преса руху поперечки доцільно розбити на два етапи, кожен з яких характеризують різною динамікою:

- розгін і установлений рух поперечки вгору;
- гальмування і зупинка поперечки в крайньому верхньому положенні.

Як показали експериментальні дослідження [10, 11, 18] затримка розвантаження робочих циліндрів від тиску затримує початок зворотного ходу. Тому, з метою прискорення його початку доцільно побудувати математичну модель розвантаження робочих циліндрів від тиску і на її основі проаналізувати процеси які відбуваються в системі. Це дозволить вибрати раціональні режими здійснення розвантаження робочих циліндрів від тиску, що в значній мірі прискорить початок руху поперечки вгору, забезпечить менш інтенсивне

охолодження заготовки і, як наслідок, знизить витрати, зв'язані з її додатковим нагріванням, підвищить продуктивність преса в цілому.

Рух поперечки на цьому етапі в повній мірі описується рівнянням Рікатті (1.1), яке відповідає «жорсткій» моделі гідроприводу. Його виведення і аналіз докладно описаний в цілому ряді праць [9-12].

Розрахункова схема «насосна станція-прес-наповнювальний бак» і динамічна модель розгону і сталого руху поперечки вгору наведені на рисунках 3.1 і 3.2.

Рівняння (1.1) вирішується аналітично. Зміна шляху, швидкості і прискорення поперечки в функції часу визначаються за наведеними нижче виразами:

$$S = \frac{a}{b} \operatorname{Inch} \left( \frac{\sqrt{c \cdot b}}{a} \cdot t \right); \quad (3.1)$$

$$V = \sqrt{\frac{c}{b}} \operatorname{th} \left( \frac{\sqrt{c \cdot b}}{a} \cdot t \right); \quad (3.2)$$

$$J = \frac{c}{a} \cdot \left[ 1 - \operatorname{th}^2 \left( \frac{\sqrt{c \cdot b}}{a} \cdot t \right) \right], \quad (3.3)$$

де  $S$  – шлях рухомої поперечки;

$V$  – швидкість рухомої поперечки;

$J$  – прискорення рухомої поперечки;

$ch, th$  – гіперболічний косинус і тангенс.

Час розгону поперечки визначається за формулою

$$t_p = \frac{3 \cdot a}{\sqrt{c \cdot b}} \quad (3.4)$$



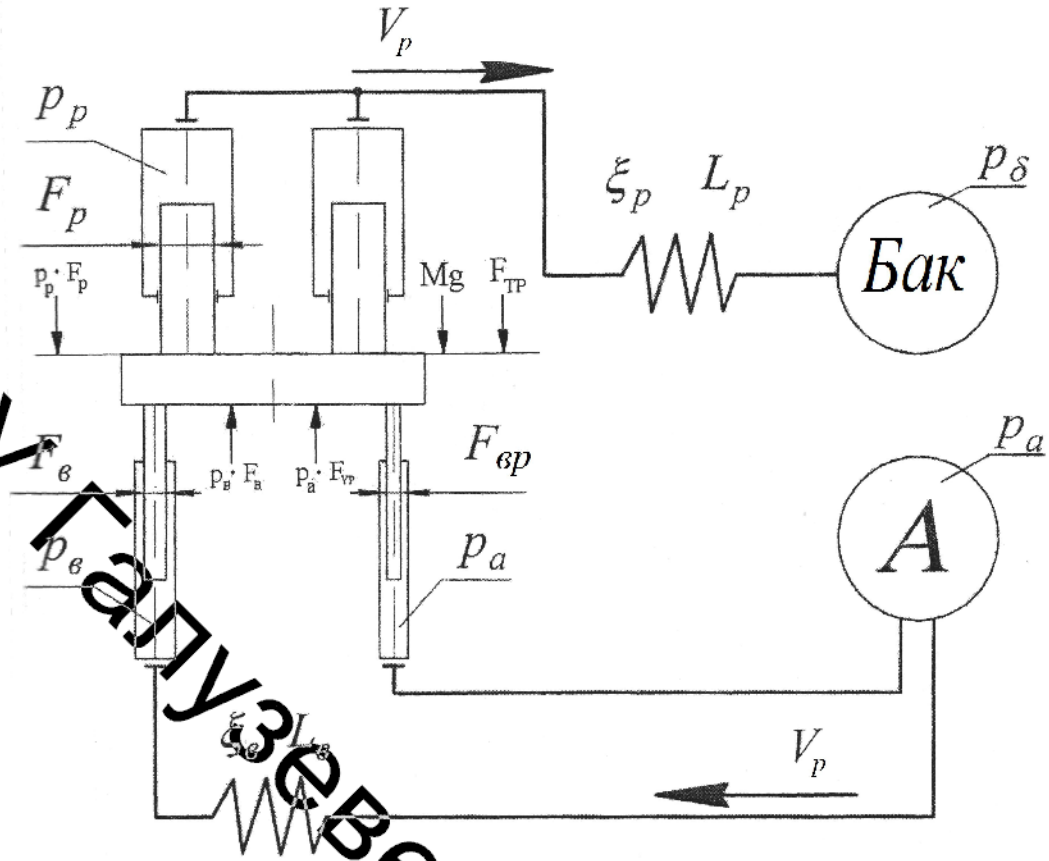


Рисунок 3.1 – Розрахункова схема зворотного ходу преса

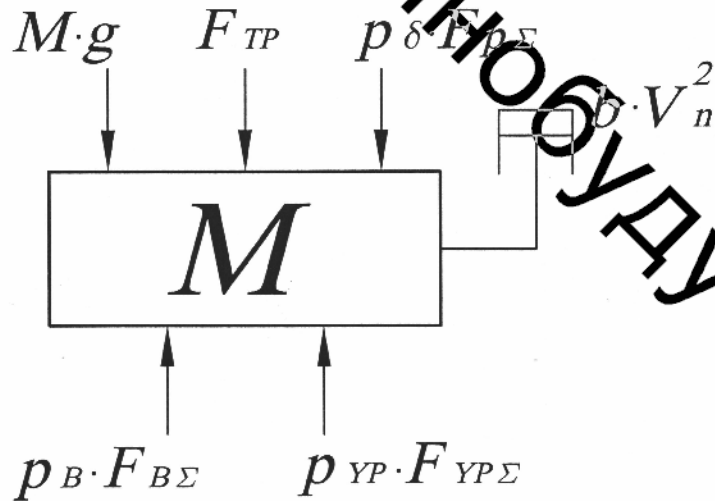


Рисунок 3.2 – Динамічна модель розгону і сталого руху поперечини вгору

Результати рішення рівнянь (3.1)...(3.3) та експериментальна крива шляху поперечки наведені на рисунку 3.3.

З отриманих графіків (див. рис. 3.3) видно, що розгін поперечки здійснюється протягом 0,55с до максимальної швидкості 200 мм/с. Причому, за цей час поперечина проходить відстань  $S = 89\text{ мм}$ .

На рис. 3.2 прийнято наступні позначення:

$M \cdot g$  – сила тяжіння металевих рухомих частин;

$F_{TP}$  – сила тертя в манжетах і напрямних

$p_{\delta} \cdot F_{\delta\Sigma}, p_B \cdot F_{B\Sigma}, p_{YP} \cdot F_{YP\Sigma}$  – відповідно зусилля з боку робочих, зворотних і врівноважуючих циліндрів;

$b \cdot V_n^2$  – сила в'язкого гідравлічного опору.

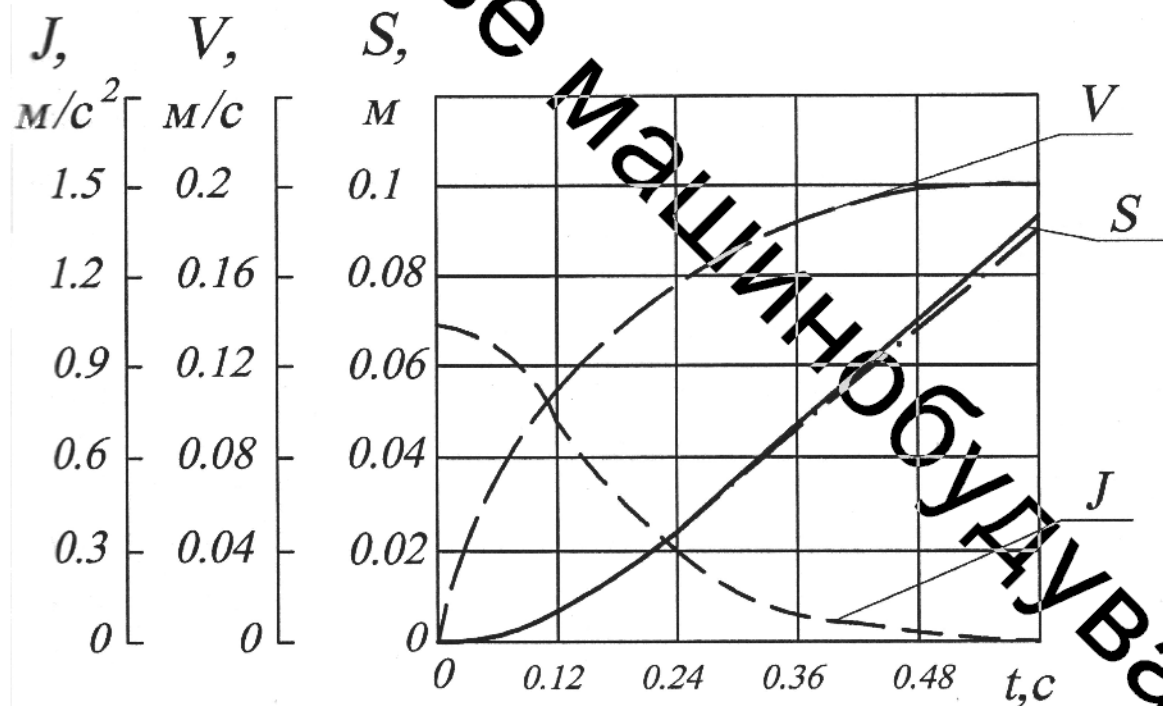


Рисунок 3.3 – Розрахункові криві переміщення, швидкості і прискорення рухомої поперечки в період розгону

Порівнюючи криві (див. рис. 3.3), отримані в результаті рішення рівнянь (3.1) ... (3.3) і експериментально, можна відзначити, що розглянута математична

модель розгону поперечки з достатнім ступенем вірогідності відображає рух поперечки в межах розглянутого періоду. Різниця між параметрами моделі і реальним процесом розгону не перевищує 3%, що є допустимим.

Аналіз осцилограм реальної роботи [19, 24] показує, що динаміка процесу розгону поперечки мало залежить від часу відкриття і характеристики впускного клапана зворотних циліндрів, а визначається величинами площ робочих, зворотних і врівноважують циліндрів, рівнем тиску у відповідних магістралях і їх гідравлічним опором.

### 3.2 Побудова і аналіз математичної моделі розвантаження робочих циліндрів від тиску

Для підвищення швидкодії і надійності гідросистем пресів з НАП істотне значення має визначення часу і характеру процесу розвантаження робочих циліндрів від тиску з урахуванням параметрів зливної системи [19-22].

За час робочого ходу гідравлічний прес накопичує енергію пружної деформації рідини і елементів металокопструкції.

Повна енергія пружної деформації металокопструкції під час циклу навантаження можна визначити за такою формулою [102]

$$W_M = 3 \cdot 10^{-4} \cdot \sigma_{cp}^2 \cdot G \quad (3.8)$$

де  $W_M$  – енергія пружної деформації металокопструкції;

$\sigma_{cp}$  – середня величина нормальних напружень в обсязі машини;

$G$  – маса машини.

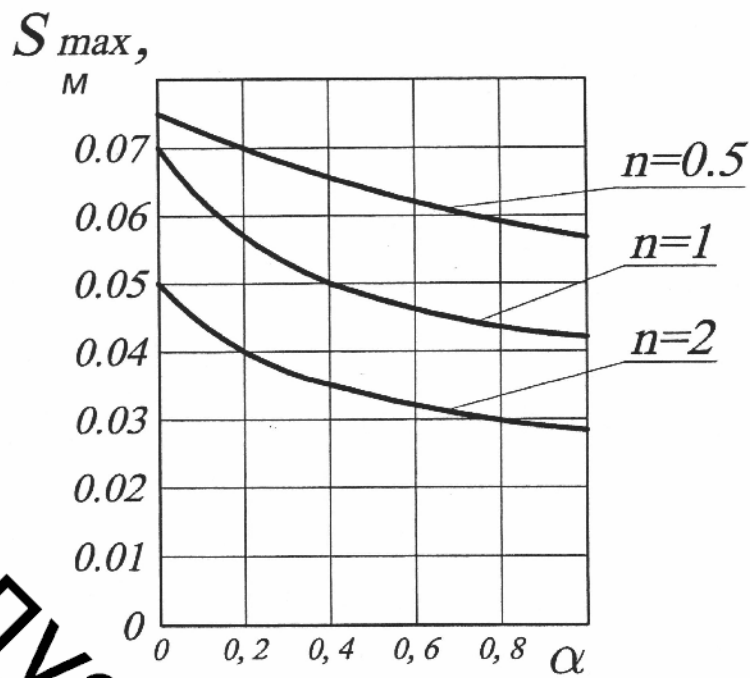


Рисунок 3.4 – Зміни максимального шляху гальмування поперечки  $S$  від коефіцієнта  $\alpha$  і конструктивної характеристики  $n$  регулюючого клапана

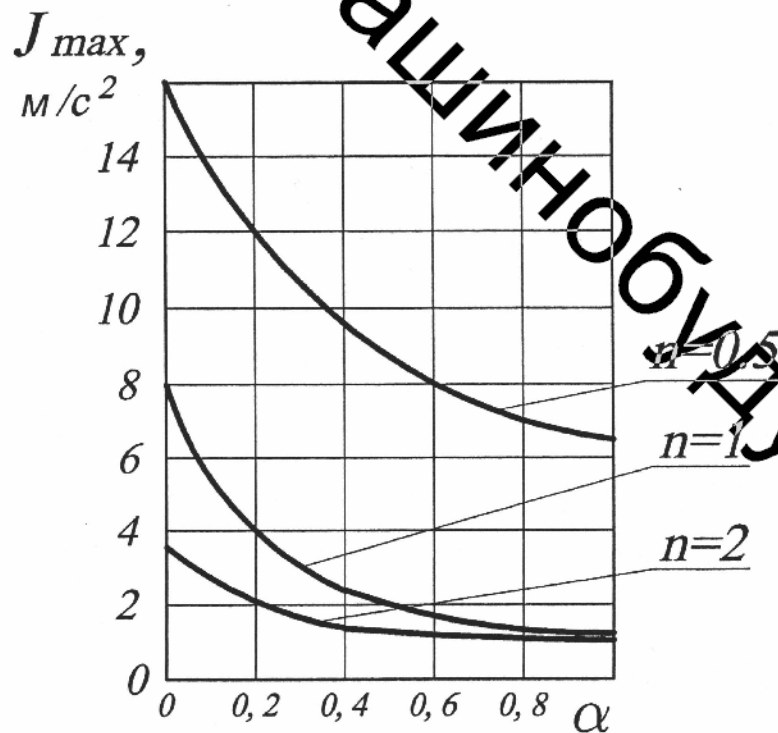


Рисунок 3.5 – Зміни максимального прискорення  $J$  від коефіцієнта  $\alpha$  і конструктивної характеристики  $n$  регулюючого клапана

Значно більшу енергію пружної деформації накопичує рідина. Це пов'язано перш за все з тим, що модуль пружності рідини приблизно в 100 разів менше модуля пружності стали.

Величина енергії пружною деформації рідини визначається за наступною формулою:

$$W_p = \frac{p_p^2 \cdot Q_p}{2 \cdot E_p} \quad (3.9)$$

де  $W_p$  – енергія пружної деформації рідини;

$p_p$  – робочий тиск рідини;

$Q_p$  – об'єм рідини;

$E_p$  – модуль об'ємної пружності рідини.

Сумарна накопичена за час робочого ходу енергія пружної деформації становить:

$$W_\Sigma = W_M + W_p \quad (3.10)$$

Якщо підрахувати за наведеною методикою величину сумарної накопиченої енергії пружною деформації для пресів зусиллям 60 МН і 100 МН, то ці значення складуть 1990 кДж і 2850 кДж відповідно. При розвантаженні робочих циліндрів від тиску ця сумарна накопичена енергія пружної деформації спрацьовується дроселюючим елементом клапана, перетворюючи цю енергію в тепло.

Динамічна модель процесу розвантаження робочих циліндрів від тиску наведена на рисунку 3.6.

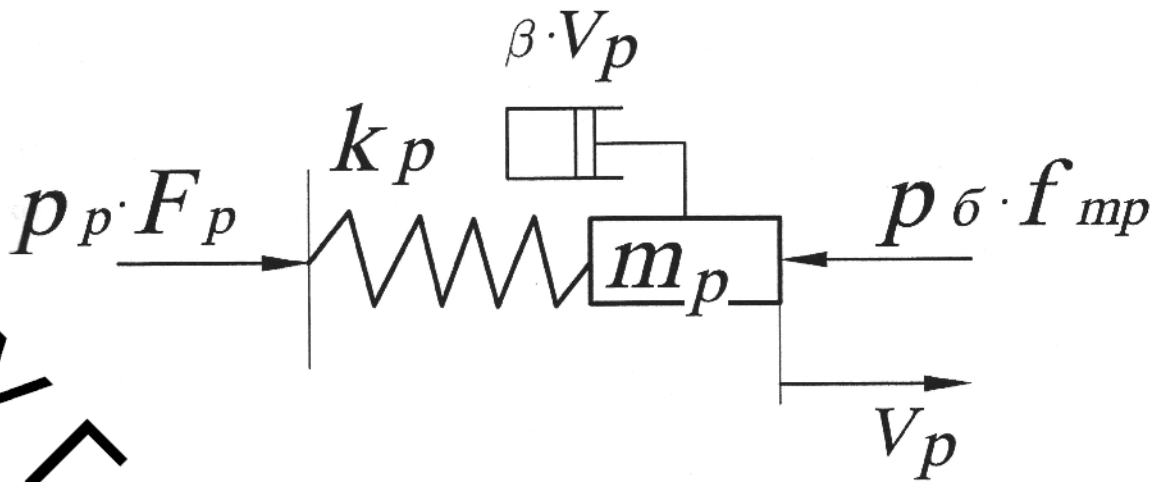


Рисунок 3.6 – Динамічна модель процесу розвантаження робочих циліндрів від тиску

На рисунку 3.6 використані наступні позначення:

$p_p \cdot F_p$  – зусилля з боку робочих циліндрів;

$p_б \cdot f_{mp}$  – зусилля з боку НЗБ;

$V_p$  – швидкість руху стовпа рідини, що знаходиться в робочих циліндрах;

$m_p$  – маса рідини в робочих циліндрах;

$k_p$  – лінійна жорсткість стовпа рідини в робочих циліндрах;

$\beta \cdot V_p$  – сила в'язкого гідравлічного опору.

В сучасних системах керування кувальними пресами з НАП розвантаження робочих циліндрів здійснюють двома способами [13,16]:

- зливним клапаном невеликого перерізу, вбудованим в головний клапанний розподільник;
- розвантажувальним клапаном, вбудованим в наповнювально-зливний клапан (НЗК).

Першим способом розвантаження відповідає схема на рис. 3.7, а, де наповнювально-зливний клапан відкривається тільки після падіння тиску в

порожнинах робочих циліндрів до 2,5 ... 3,0 МПа. При цьому конструкція наповнювально-зливного клапану така, як на рис. 1.6, а. Для другого способу (див. рис. 3.7, б) характерно те, що розвантажувальний клапан вбудований в наповнювально-зливний клапан, як це показано на рисунку 1.6, б.

Сервоциліндр після подачі в нього тиску спочатку відкриває розвантажувальний клапан, а потім, після падіння тиску в системі робочих циліндрів до 2.5 ... 2.0МПа, відкриває наповнювально-зливний клапан .

Характерним для цих двох способів є тривала затримка при перемиканні преса з робочого на зворотній хід, викликана підвищеним часом розвантаження порожнин робочих циліндрів від тиску через необхідності дроселювання робочої рідини через малий перетин зливного (див. рис.3.7, а) або розвантажувального ( див. рис.3.7, б) клапанів.

Тобто при цих способах розвантаження мала інтенсивність спрацьовування накопленої пружної енергії, тому процес розвантаження є тривалим за часом.

Метою побудови математичної моделі цього етапу зворотного ходу є визначення оптимальних режимів розвантаження робочих циліндрів від тиску, що дасть можливість вже на стадії проектування правильно вибрати параметри і режими роботи розвантажувальних пристроїв зливної магістралі.

### 3.2.1 Побудова математичної моделі зміни тиску в робочих циліндрах преса в процесі розвантаження

Наведений об'ємний модуль пружності системи визначається [13]

$$E_y = \frac{\Delta p_y}{\frac{\Delta W}{W_y}}, \quad (3.11)$$

де  $\Delta W$  – зміна об'єму пружною системи зі зміною тиску;

$\Delta p_y$  – зміна тиску в системі;

$W_y$  – загальний об'єм пружної системи.

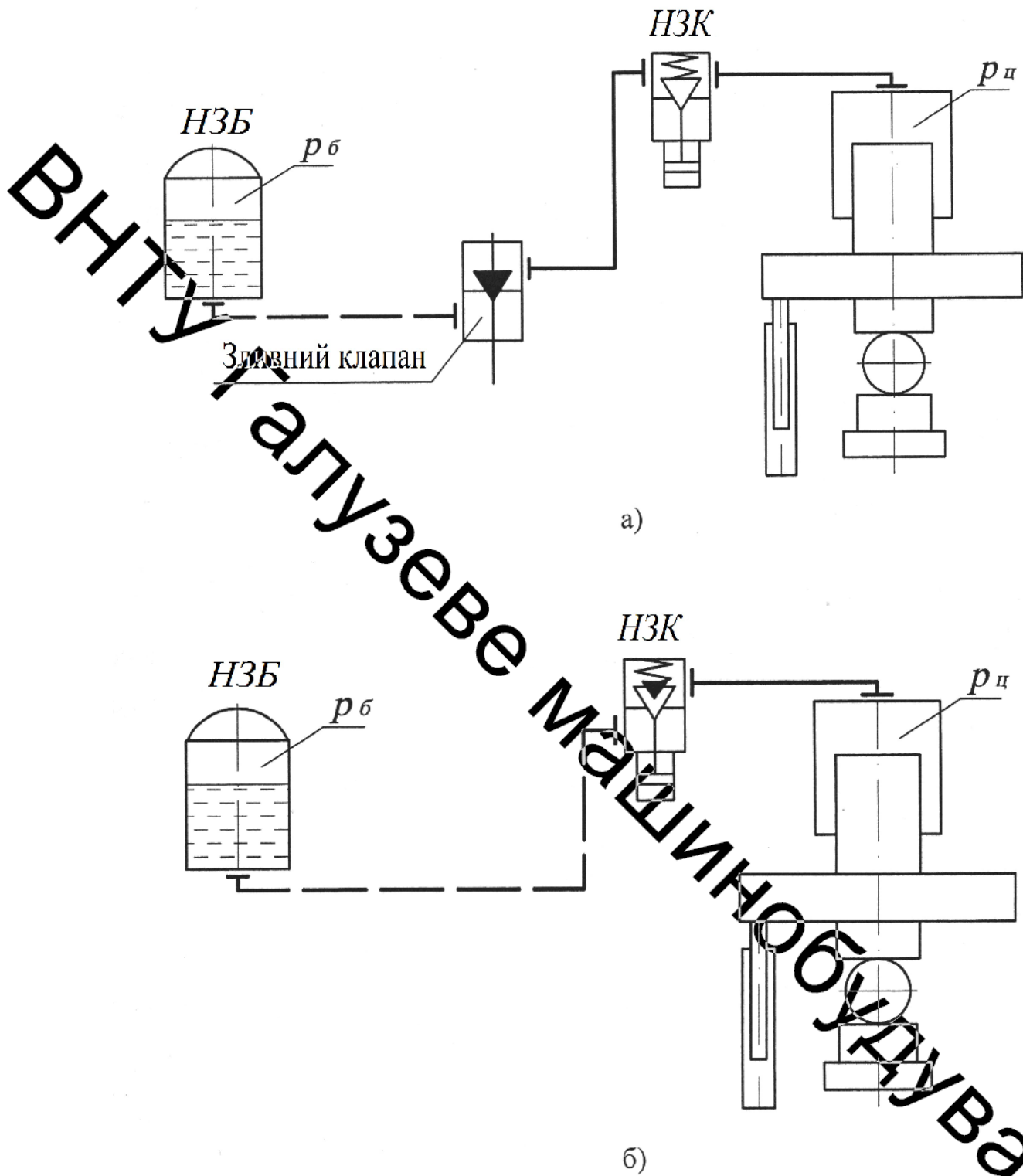


Рисунок 3.7 – Схеми розвантаження робочого циліндра зливним клапаном невеликого перерізу, вбудованим в головний клапанний розподільник, (а) і розвантажувальним клапаном, вбудованим в наповнювально-зливний клапан, (б).



$$\Delta W = \frac{\Delta p_y \cdot W_y}{E_y} \quad (3.12)$$

Розділимо обидві частини на  $dt$ . Отримаємо:

$$\frac{\Delta W}{dt} = \frac{W_y}{E_y} \cdot \frac{\Delta p_y}{dt} \quad (3.13)$$

Введемо наступне позначення:  $\frac{\Delta W}{dt} = q_y$ . Ця величина представляє собою витрату рідини з циліндра при скиданні тиску [41]. Після заміни і підстановки в (3.13) отримаємо

$$q_y = - \frac{W_y}{E_y} \cdot \frac{dp_y}{dt}, \quad (3.14)$$

де  $\frac{dp_y}{dt}$  – швидкість зміни тиску в циліндрі.

У формулі (3.14) знак “-” говорить про те, що відбувається витікання рідини з циліндра. Рівняння (3.14) приводимо до вигляду

$$\frac{W_y}{E_y} \cdot \frac{dp_y}{dt} + q_y = 0. \quad (3.15)$$

У рівнянні (3.15) не враховується маса рідини та її інерційність. Рівняння балансу тисків для даної системи має вигляд

$$p_y - 0,5 \cdot \rho \cdot \xi_k \cdot V_p^2 - \rho \cdot L \cdot \frac{dV_p}{dt} = p_\delta, \quad (3.16)$$

де  $P_y$  – тиск в робочому циліндрі;

$0,5 \cdot \rho \cdot \xi_k \cdot V_p^2$  – втрати тиску на подолання гідроопору магістралі "робочий циліндр - наповнювальний-зливний бак";

$\xi_k$  – наведений коефіцієнт гідравлічного опору розвантажувального клапана;

$\rho \cdot L \cdot \frac{dV_p}{dt}$  – втрати тиску на створення інерційного напору;

$L$  – приведена до площі плунжера робочого циліндра довжина трубопровода;

$P_\delta$  – тиск в наповнювальній-зливній баці.

З рівняння (3.16) видно, що енергія стиснутої рідини, при витіканні з робочого циліндра, витрачається на подолання гідравлічних опорів магістралі і на створення інерційного напору рідини.

Приведемо рівняння (3.16) до вигляду

$$p_y = p_\delta + 0,5 \cdot \rho \cdot \xi_k \cdot V_{xc}^2 + \rho \cdot L \cdot \frac{dV_p}{dt} \quad (3.17)$$

Запишемо рівняння нерозривності потоку для перетину на виході з циліндра [74]

$$q_y = V_p \cdot f_{mp}. \quad (3.18)$$

Підставимо (3.18) в (3.15). Отримаємо

$$\frac{W_y}{E_y} \cdot \frac{dp_y}{dt} + V_p \cdot f_{mp} = 0. \quad (3.19)$$

Перегрупуємо рівняння (3.17) і (3.19) і об'єднаємо їх в систему

$$\begin{cases} V_p = -\frac{W_y}{E_y \cdot f_{mp}} \cdot \frac{dp_y}{dt}; \\ \rho \cdot L \cdot \frac{dV_{жс}}{dt} + 0,5 \cdot \rho \cdot \xi_k \cdot V_{жс}^2 - (p_y - p_\delta) = 0 \end{cases} \quad (3.20)$$

Підставимо значення  $V_p$  в друге рівняння. Отримаємо

$$-\rho \cdot L \cdot \frac{W_y}{E_y \cdot f_{mp}} \cdot \frac{d^2 p_y}{dt^2} + 0,5 \cdot \rho \cdot \xi_k \cdot \left( \frac{W_y}{E_y \cdot f_{mp}} \right)^2 \cdot \left( \frac{dp_y}{dt} \right)^2 - p_y + p_\delta = 0 \quad (3.21)$$

Опір клапана в процесі відкриття змінюється за законом

$$\xi_k = \xi_{k_{\min}} \cdot \left[ 1 + \alpha \left( \frac{1}{t_{\text{відк}}^{2-n}} \right) \right], \quad (3.22)$$

де  $\xi_{k_{\min}}$  – коефіцієнт гідравлічного опору повністю відкритого розвантажувального клапана;

$t_{\text{відк}}$  – час відкриття клапана;

$n$  – показник виду конструктивної характеристики клапана;

$\alpha$  – коефіцієнт якості зливний магістралі.

$\zeta_{k_{\min}}$  – можна визначити з формули для розрахунку критичного прохідного перетину розвантажувального клапана при раптовому розширенні струменя [74]

$$f_{kp} = \frac{f_{mp}}{\sqrt{\zeta_{k_{\min}} + 1}}. \quad (3.23)$$

Значення  $L$  визначається наступним чином

$$L = H \cdot \frac{f_{mp}}{F_p}. \quad (3.24)$$

де  $H$  – хід рухомої поперечини.

Підставимо відповідні значення в (3.21) і отримаємо

$$0,5 \cdot \rho \cdot \left( \frac{W_y}{E_y \cdot f_{mp}} \right)^2 \cdot \zeta_{k_{\min}} \cdot \left[ 1 + \alpha \left( \frac{1}{t_{\text{омк}}^{2n}} - 1 \right) \right] \times \quad (3.25)$$

$$\times \left( \frac{dp_y}{dt} \right)^2 - \frac{W_y}{E_y \cdot f_{mp}} \cdot \rho \cdot L \cdot \frac{d^2 p_y}{dt^2} + p_\delta - p_y = 0$$

Введемо наступне позначення:  $K = \frac{W_y}{E_y \cdot f_{mp}}$ .

Тоді

$$0,5 \cdot \rho \cdot K^2 \cdot \zeta_{k_{\min}} \cdot \left[ 1 + \alpha \cdot \left( \frac{1}{t^{2n}} - 1 \right) \right] \times \left( \frac{dp_y}{dt} \right)^2 - \quad (3.26)$$

$$- K \cdot \rho \cdot L \cdot \frac{d^2 p_y}{dt^2} + p_\delta - p_y = 0$$

Вираз (3.26) є математичною моделлю зміни тиску в робочих циліндрах преса в процесі розвантаження.

Перехідні процеси в динамічних системах носять, як правило, коливальний характер [23,25,26]. Оскільки колювання в системі розвантаження робочих циліндрів мало впливають на закон руху масивних рухомих частин кувального преса, немає необхідності розглядати двох- або трьох масову модель рідини – «рухомі частини». Досить розглянути на основі теорії лінійних коливань динаміку руху стисливої в'язкої рідини в пружному трубопроводі, яка отримує прискорення, розраховане для «жорсткої» моделі гідроприводу.

Представимо стовп рідини в трубопроводі (рис. 3.8) як складну систему, що складається з двох елементів: одного тазий, що повторює по конфігурації стовп рідини, але має нульову масу 1, і другого, розташованого усередині першого, який має наведену масу  $m_{np}$  і пов'язаний з першим елементом пружним зв'язком у вигляді пружини 2 [104, 105].

При розвантаженні система рухається уздовж осі  $S$  зі змінною швидкістю  $U$  і прискоренням  $\dot{J}_n$ . На рисунку 3.8 послідовно показані фази цього руху. Вісь 0-0 – початок відліку в нерухомій системі координат, вісь  $0_1-0_1$  – початок відліку в рухомій системі координат.

Припустимо, що до початку розвантаження система знаходиться в стані спокою (див. рис. 3.8), прискорення дорівнює нулю, зосереджена маса  $m_{np}$  знаходиться в центрі ваги стовпа рідини (етап 1). На початку розвантаження

елемент 1 під дією сили  $\Delta p \cdot F_{p\Sigma}$  набирає швидкість, а другий елемент під дією сил інерції відстає від першого і, стискаючи пружину, йде вправо (етап 2).

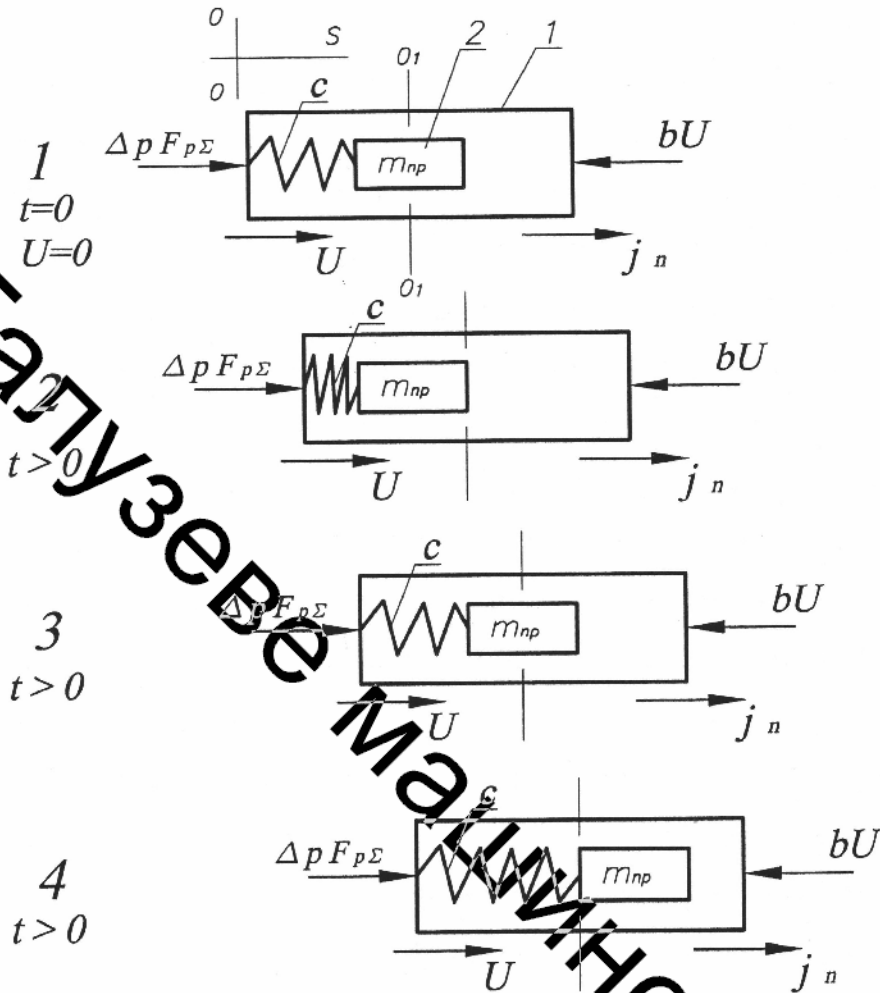


Рисунок 3.8 – Коливання стовпа рідини в робочому циліндрі під час розвантаження

На рис. 3.8 прийнято наступні позначення:

0-0 – початок відліку в нерухомій системі координат;

$0_1 - 0_1$  – початок відліку в рухомій системі координат;

1 – елемент, що повторює по конфігурації стовп рідини, але має нульову масу;

2 – елемент, розташований усередині елемента 1, що характеризується приведеною масою  $m_{np}$  і пов'язаний з елементом 1 пружним зв'язком у вигляді пружини;

$c$  – лінійна жорсткість стовпа рідини;

$\Delta p \cdot F_{p\Sigma}$  – зусилля з боку робочих циліндрів;

$U$  – швидкість руху поперечки;

$j_n$  – прискорення, з яким рухається поперечина;

$bU$  – сила в'язкого тертя.

При цьому з боку пружини з жорсткістю  $c$  виникає пружна відновлююча сила. У міру розвитку руху пружна сила зростає настільки, що реверсує елемент 2 і розганяє його у напрямку руху (етап 3). У момент проходження елементом 2 початку координат  $0_1 - 0_1$  пружна сила стає рівною нулю, однак за рахунок отриманої кінетичної енергії елемент 2 продовжує рух вправо по осі (етап 4). Після перетворення накопиченої кінетичної енергії в потенційну,  $m_{np}$  знову реверсує. Таким чином, у відносній системі відліку елемент 2 (наведена маса стовпа рідини) здійснює коливальні рухи навколо осі  $0_1 - 0_1$ . Коливання мають затухаючий характер, тому що в коливальному русі присутнє тертя, що приймається в теорії лінійних механічних коливань пропорційним першого ступеня швидкості коливального руху.

Розглянемо ці коливання.

Для того, щоб всю систему зробити нерухомою щодо осі  $0-0$  прикладемо відповідно до принципу Даламбера до наведеної маси силу інерції, спрямовану в бік, протилежного руху [105].

Складемо диференціальне рівняння руху наведеної маси рідини в рухомій системі координат

$$m_{np} \frac{d^2 x}{dt^2} + \alpha \frac{dx}{dt} + cx = m_{np} j_n, \quad (3.27)$$

де  $m_{np}j_n$  – збурююча сила в системі, що залежить від прискорення переносного руху;

$m_{np} \frac{d^2x}{dt^2}$  – сила інерції у відносному коливальному русі;

$\alpha \frac{dx}{dt}$  – сила в'язкого тертя;

$cx$  – пружна відновлює сила.

Позначимо:

$$\frac{\alpha}{m_{np}} = 2h, \quad \frac{c}{m_{np}} = \omega^2.$$

Отримаємо

$$\frac{d^2x}{dt^2} + 2h \frac{dx}{dt} + \omega^2 x = j_n. \quad (3.28)$$

Це рівняння є диференціальним рівнянням вимушених загасаючих коливань наведеної маси стовпа рідини в пружному трубопроводі при опорі, пропорційному першого ступеня швидкості [15].

Найбільш раціональним з точки зору швидкодії є гальмування з постійним прискоренням (уповільненням) [20-23]. Умовно прийнемо  $j$  постійним і запишемо диференціальне рівняння. Рішення запишеться у вигляді

$$X = \frac{J_n}{\omega^2} \left[ 1 - e^{-ht} \left( \cos \omega \cdot t + \frac{h}{\omega} \sin \omega \cdot t \right) \right]. \quad (3.29)$$



З рівняння видно, що рух маси стовпа рідини в трубопроводі при гальмуванні з постійним прискоренням  $j$  являє собою затухаючі коливання з постійною частотою, але з відхиленнями, які поступово зменшуються. Якщо перейти від коливань стовпа рідини до коливань тиску і висловити  $j$ , то отримаємо

$$j_n = \frac{\Delta p \cdot F_{p\Sigma}}{m_{np} \left[ 1 - e^{-ht} \left( \cos \omega \cdot t + \frac{h}{\omega} \sin \omega \cdot t \right) \right]}. \quad (3.30)$$

З формули (3.30) виразимо змінну тиску. Отримаємо

$$\Delta p = \frac{j_n \cdot m_{np}}{F_{p\Sigma}} \left[ 1 - e^{-ht} \left( \cos \omega \cdot t + \frac{h}{\omega} \sin \omega \cdot t \right) \right]. \quad (3.31)$$

Вираз перед квадратними дужками в залежності (3.31) представляє собою поточне значення тиску в робочих циліндрах  $p_u$ , яке визначається по залежності (3.26). Остаточо отримаємо

$$\Delta p = p_u \cdot \left[ 1 - e^{-ht} \left( \cos \omega \cdot t + \frac{h}{\omega} \sin \omega \cdot t \right) \right]. \quad (3.32)$$

Вираз (3.31) є рівнянням, що зв'язує через параметри системи  $h$  і  $\omega$  прискорення  $j_n$ , відповідне «жорсткої» моделі, і підвищення тиску в системі з урахуванням стисливості рідини і пружності трубопроводів. Переймаючись на основі паспортних даних преса допустимим підвищенням тиску на певній ділянці трубопроводу і знаючи параметри рівняння для цієї ділянки, можна визначити допустимі прискорення розгону рухомих частин кувального преса.

Параметри  $h$  і  $\omega$  відповідних ділянок гідроприводу преса досить важко отримати аналітично через складність обліку всіх факторів, що впливають на коливальний процес в рідині. Тому найбільш достовірним являється експериментальний спосіб їх визначення методом нанесення одиничного обурення на тій чи іншій ділянці гідроприводу.

Потім для кожної ділянки визначали період коливань  $T$ , частоти

$$\omega = \frac{2\pi}{T},$$

логарифмічні декременти згасаючих коливань

$$\delta = \ln \frac{A_t}{A_{t+T}},$$

і коефіцієнти, що характеризують в'язкий опір системи

$$h = \frac{\delta}{T}.$$

Слід зазначити, що отримана формула, що зв'язує підвищення тиску в системі і переносне прискорення, дає кілька занижені (приблизно на 20-30%) значення допустимих прискорень. Це було виявлено при експериментах. Очевидно, формула навіть при підстановці експериментальних значень параметрів недостатньо враховує дисипативні властивості системи. Ця невідповідність йде в якості коефіцієнта запасу при розрахунку. Для більш точного розрахунку можна ввести коригуючий множник, різний

$$\varepsilon = \frac{A_{екс_{max}}}{A_{теор_{max}}}. \quad (8.33)$$

де,  $A_{екс_{max}}$  – найбільша амплітуда коливань тиску, отримана в експерименті;

$A_{теор_{max}}$  – найбільша амплітуда коливань тиску, отримана по нескоригованій формулі.

Остаточно отримаємо

$$\Delta p = p_y \cdot \left[ 1 - \varepsilon \cdot e^{-h \cdot t} \left( \cos \omega \cdot t + \frac{h}{\omega} \sin \omega \cdot t \right) \right]. \quad (3.34)$$

У такому вигляді формула дає відхилення від експериментальних величин в межах 5%.

### 3.2.2 Побудова математичної моделі процесів, що відбуваються в зливній магістралі в процесі розвантаження робочих циліндрів від тиску

Розглянемо більш детально навантаження стовпа рідини в зливному трубопроводі.

Рідина в циліндрі після робочого ходу – це стиснута пружина, утримана в стислому стані зливним клапаном (Рис.3.9). Між клапаном та наповнювально-зливним баком розміщується стовп рідини масою  $m_{зл}$ , який має лінійну жорсткість  $k_p$ . Після його відкриття пружина, розтискаючи, вдаряється в стовп рідини масою  $m_{зл}$ . Виникають коливання тиску в зливному трубопроводі. При цьому в зливну магістраль з робочого циліндра проривається не тиск, а витрата рідини, яка і створює коливання в цій магістралі.

Все тиск в циліндрі падає на зливному клапані. Переміщення стовпа рідини  $S_1$ , що виходить з робочих циліндрів, стискає пружину і створює коливання маси  $m_{зл}$  і тиску. Переміщенню стовпа рідини  $S_2$ , який знаходиться в зливному трубопроводі, перешкоджає сила в'язкого гідравлічного опору  $\beta \cdot \frac{dS_2}{dt}$  пропорційна першого ступеня швидкості.

Запишемо рівняння руху маси рідини в зливному трубопроводі.

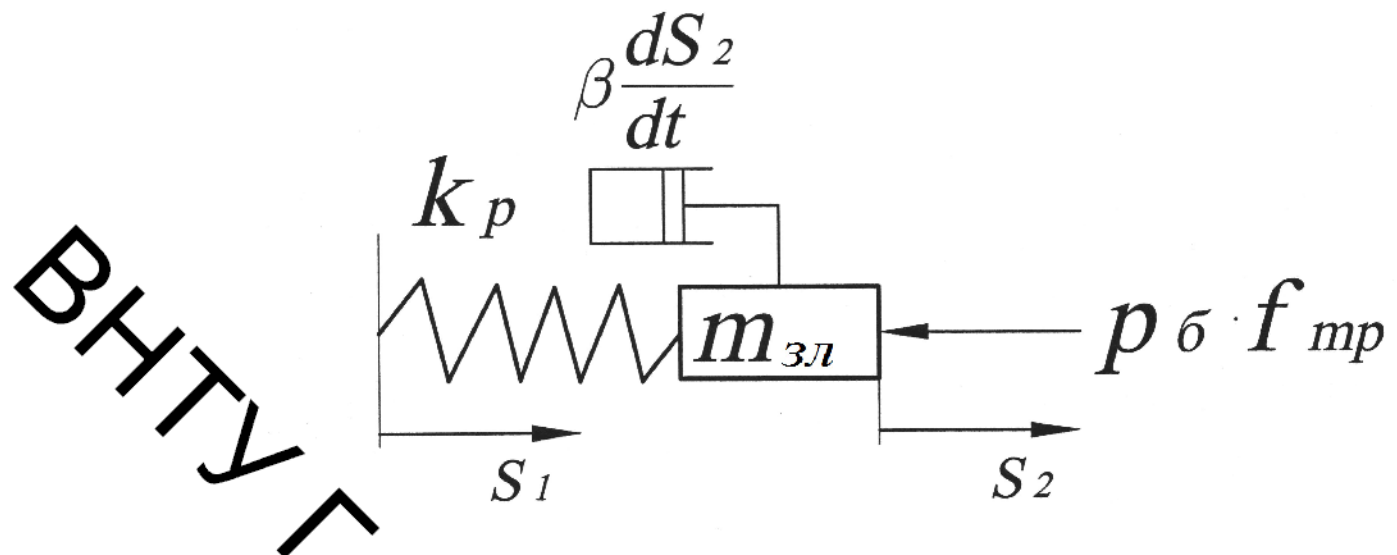


Рисунок 3.9 – Модель навантаження стовпа рідини в зливному трубопроводі

На рис. 3.9 прийнято наступні позначення:

$k_p$  – лінійна жорсткість стовпа рідини в зливному трубопроводі;

$\beta \cdot \frac{dS_2}{dt}$  – сила в'язкого гідравлічного опору;

$m_{3л}$  – маса рідини в зливному трубопроводі;

$p_{\delta} \cdot f_{mp}$  – сила, що діє з боку наповнювального зливного бака;

$S_1$  – переміщення стовпа рідини, що виходить з робочих циліндрів;

$S_2$  – переміщення стовпа рідини, що знаходиться в зливному трубопроводі.

$$m_{3л} \cdot \frac{d^2 S_2}{dt^2} + \beta \cdot \frac{dS_2}{dt} + k_p \cdot (S_2 - S_1) = p_{\delta} \cdot f_{mp} \quad (3.35)$$

Розділимо вираз (3.35) на  $m_{3л}$ . Отримаємо

$$\frac{d^2 S_2}{dt^2} + \frac{\beta}{m_{3л}} \cdot \frac{dS_2}{dt} + \frac{k_p}{m_{3л}} \cdot (S_2 - S_1) = \frac{p_{\delta}}{m_{3л}} \cdot f_{mp} \quad (3.36)$$

Позначимо  $\frac{\beta}{m_{zn}} = 2 \cdot h, \frac{k_p}{m_{zn}} = \omega^2$  [40].

Підставами відповідні вирази в рівняння (3.36). Отримаємо

$$\frac{d^2 S_2}{dt^2} + 2 \cdot h \cdot \frac{dS_2}{dt} + \omega^2 \cdot (S_2 - S_1) = \frac{f_{mp}}{m_{zn}} \cdot p_\delta \quad (3.37)$$

Коефіцієнт до  $h$  рівнянні (3.37) характеризує в'язкий гідравлічний опір і визначається, як [104]

$$h = \frac{\delta}{T}, \quad (3.38)$$

де,  $T$  – період коливань хвилі тиску;

$\delta$  – логарифмічний декремент згасаючих коливань.

Величина  $\delta$  визначається з відношення

$$\delta = \ln \frac{A_t}{A_{t+T}}, \quad (3.39)$$

де,  $A_t$  – амплітуда коливань стовпа рідини в момент, відповідний часу  $t$ ,

$A_{t+T}$  – амплітуда коливань стовпа рідини в момент, відповідний часу  $t + T$ .

Коефіцієнт  $\omega$  в рівнянні (3.37) характеризує частоту коливань стовпа рідини і визначається, як

$$\omega = \frac{2 \cdot \pi}{T}. \quad (3.40)$$

Переміщення  $S_1$  стовпа рідини, що виходить з робочих циліндрів, визначається з попередніх обчислень таким способом.

$$\begin{cases} q_u = -\frac{W_u}{E_u} \cdot \frac{dp_u}{dt}; \\ q_u = V_p \cdot f_{mp}; \end{cases}$$

при цьому  $S_1 = V_p \cdot t$ .

Тоді

$$\begin{cases} q_u = -\frac{W_u}{E_u} \cdot \frac{dp_u}{dt}; \\ q_u = \frac{S_1}{t} \cdot f_{mp}; \end{cases} \quad (3.41)$$

В результаті отримаємо

$$S_1 = -\frac{W_u}{E_u} \cdot \frac{t}{f_{mp}} \cdot \frac{dp_u}{dt} \quad (3.42)$$

Коливання тиску характеризуються коливаннями пружної сили [104]

$$P_{yn} = k_p \cdot (S_1 - S_2). \quad (3.43)$$

Тоді коливання тиску в зливному трубопроводі становить

$$P_{сл} = \frac{k_p}{f_{тр}} \cdot (S_1 - S_2). \quad (3.44)$$

Значення  $S_1$  і  $S_2$  визначаються з виразів (3.42) і (3.37) відповідно, значення коефіцієнта лінійної жорсткості стовпа рідини в зливному трубопроводі  $k_p$  визначено в розділі 3.2 роботи. Значення величин  $\omega$ ,  $T$ ,  $\delta$  і  $h$  можуть бути визначені експериментально або визначаються за заданими параметрами і довжині трубопроводу в такий спосіб:

$$T = \frac{2 \cdot L_{зл.тр}}{V_{уд.хвилі}} \quad (3.45)$$

де  $V_{уд.хвилі} = \sqrt{\frac{E}{\rho}}$ , м/с – швидкість поширення ударної хвилі;

$L_{зл.тр}$  – довжина зливного трубопроводу.

### 3.2.3 Аналіз існуючого способу розвантаження робочих циліндрів від тиску зливним клапаном малого прохідного перетину, вбудованим в головний клапанний розподільник

Аналітично рівняння (3.26) не має вирішення. З метою перевірки відповідності математичної моделі розвантаження робочих циліндрів від тиску реальному процесу розвантаження, її розв'язано чисельним методом РунгеКутта у відповідності до схеми розвантаження, наведеної на рис. 3.17, а. Відповідні параметри рівняння (3.26) визначені в главі 3.2 роботи. Час відкриття зливного клапана робочих циліндрів склало  $t_{відк} = 0,15c$ , при цьому клапан мав лінійну конструктивну характеристику ( $n = 1$ ).

Результати рішення рівнянь (3.26) (крива 1) і (3.34) (крива 2), а також експериментальна крива зміни тиску в робочих циліндрах в процесі розвантаження (крива 3), [28] наведені на рис. 3.10. З отриманих графіків (див. рис. 3.10) видно, що протягом 0,5 с здійснюється розвантаження робочих

циліндрів до тиску 3,4 МПа через відкритий зливний клапан робочих циліндрів. При цьому тиск, як розрахунковий (крива 2), так і експериментальний (крива 3), коливаються відносно розрахункової кривої 1.

Порівнюючи розрахункову та експериментальну криві (див. рис. 3.10), Можна відзначити, що розроблена математична модель розвантаження робочих циліндрів від тиску з достатнім ступенем вірогідності відображає динаміку процесу, який розглядаємо.

Оскільки розвантаження робочих циліндрів від тиску здійснювалася зливним клапаном невеликого перерізу, вбудованим в головний клапанний розподільник, то гідроудару в зливний магістралі не спостерігалось.

### **3.2.4 Аналіз нового способу розвантаження робочих циліндрів від тиску безпосередньо в наповнювальну-зливну магістраль відкриттям наповнювальну-зливного клапана з дроселюючим елементом**

Для забезпечення швидкого розвантаження робочих циліндрів від тиску пропонується здійснювати її шляхом відкриття наповнювальну-зливного клапана відразу ж після робочого ходу преса, тобто при високому тиску в робочому циліндрі. Очевидно, що процес розвантаження робочих циліндрів і пов'язані з ним коливання тиску в наповнювальну-зливному трубопроводі повністю залежать від характеристики наповнювальну-зливного клапана (НЗК) і часу його відкриття.

Проаналізуємо вплив кожного з них на прикладі кривих розвантаження, отриманих при відкритті НЗК з різними конструктивними характеристиками. При цьому НЗК з релейного конструктивної характеристикою – це НЗК без дроселюючих елементів, який не має здатності поглинати енергію стислій рідини. Такі НЗК наведені на рисунку 1.6. НЗК з лінійною конструктивної характеристикою, навпаки, має дроселюючий елемент, який здатний спрацювати накопичену пружну енергію.

НЗК з релейною (рис. 3.11) і лінійною (рис. 3.11, б) конструктивними характеристиками відкривали за 0,01с, 0,1с і 0,2с [28]. Коефіцієнт  $\alpha$  взяли рівним: для релейного клапана – 0,05, для лінійного – 0,95. При цьому коефіцієнт



гідравлічного опору повністю відкритого клапана склав: релейного – 5, лінійного – 85. Порівнюючи отримані графіки, можна відмітити, що зі зміною  $t_{відк}$  динамічна картина розвантаження робочих циліндрів істотно змінюється.

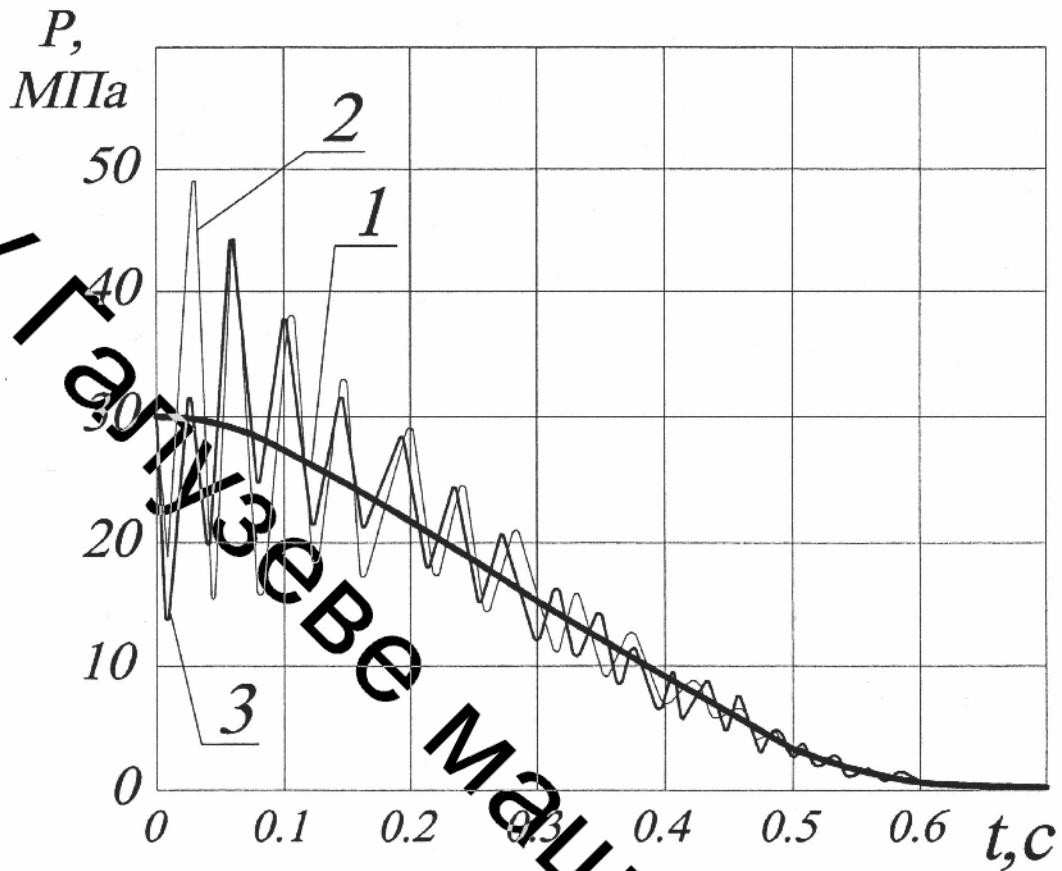
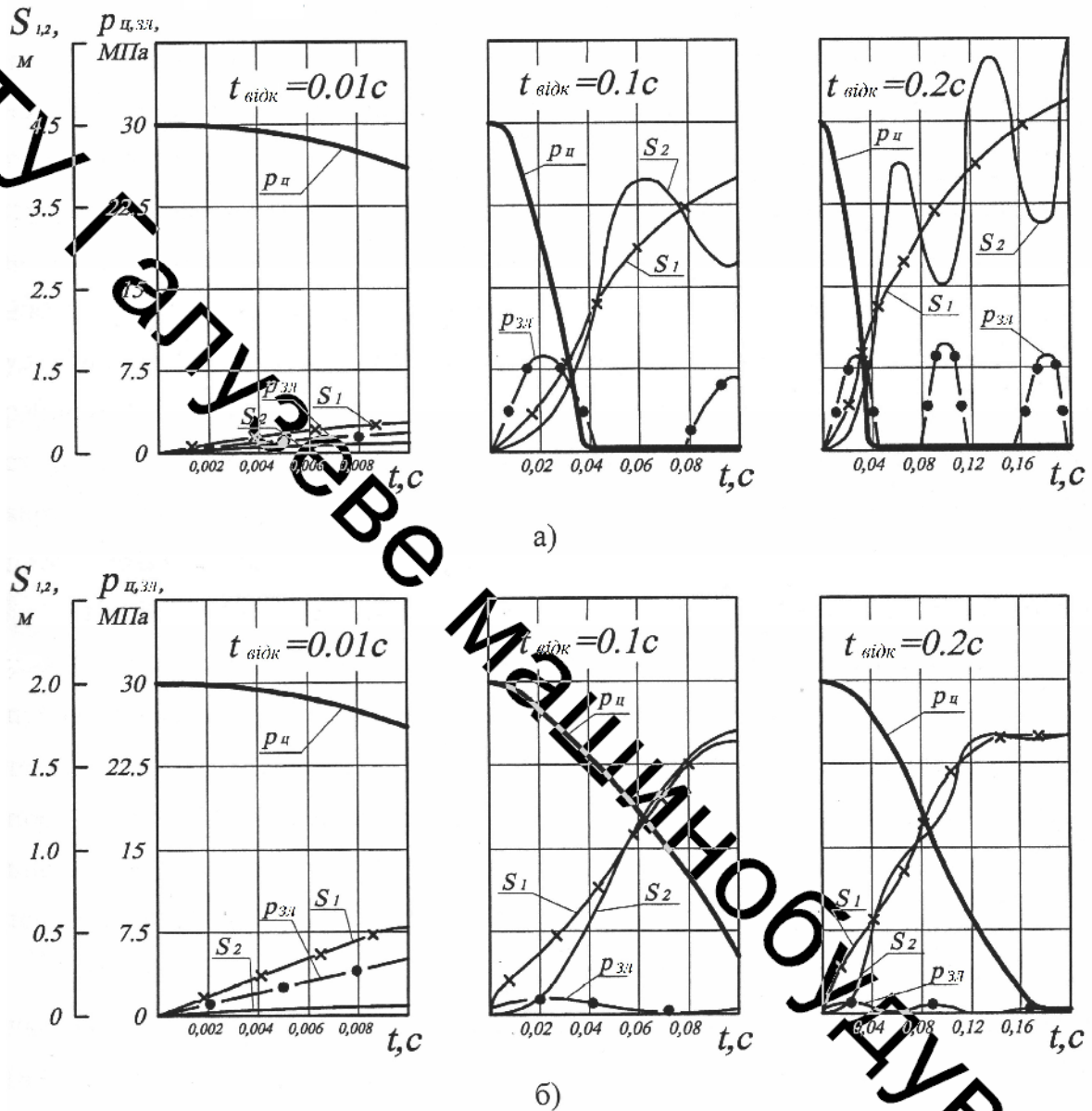


Рисунок 3.10 – Зміна тиску в робочому циліндрі в процесі розвантаження за результатами рішення рівнянь (3.26) (крива 1), (3.34) (крива 2), (3.35) (крива 3)

Проаналізуємо вплив  $t_{відк}$  на динаміку розвантаження робочих циліндрів від тиску на прикладі відкриття НЗК з лінійної конструктивної характеристики (див. рис.3.11, б). З рис. 3.11, б видно, що при дуже малому часу відкриття, рівному 0,01с, НЗК з дуже малою інтенсивністю розвантажує робочі циліндри від тиску. У момент повного відкриття клапана тиск в робочих циліндрах становить 27,3МПа. Крім того, за час відкриття маса  $S_1$  встигає пройти 0,65м, стискає пружину і переміщує масу  $S_2$  на 0,061м.

Це призводить до підвищення тиску в наповнювально-зливному трубопроводі до  $p_{3н} = 4,8\text{МПа}$ , що говорить про наявність гідроудару в цій магістралі.



$S_1, S_2$  – відповідно переміщення стовпів рідини, що виходить з робочих циліндрів і знаходиться в зливному трубопроводі;

$p_u, p_{3н}$  – тиск в робочому циліндрі і зливний магістралі відповідно.

Рисунок 3.11 – Вплив часу відкриття НЗК з релейною (а) і лінійною (б) конструктивними характеристиками на динаміку розвантаження робочих

циліндрів від тиску при значеннях часу відкриття  $t_{відк} = 0,01\text{с}$ ;  $t_{відк} = 0,1\text{с}$ ;

$$t_{відк} = 0,2\text{ с}$$

Зі збільшенням  $t_{відк}$  клапан надає набагато більш помітний вплив на характер розвантаження. При  $t_{відк} = 0,1\text{ с}$ , тиск в робочих циліндрах  $P_c$  до моменту повного відкриття клапана знижується з 30 до 5,7 МПа, а при  $t_{відк} = 0,2\text{с}$  встигає впасти до тиску бака 0,4МПа через 0,17с з моменту відкриття НЗК. Пік тиску в наповнювально-зливній магістралі в двох останніх випадках по величині набагато менший (1,4 і 1,2МПа, відповідно), ніж при  $t_{відк} = 0,01\text{с}$ .

Отже, при забезпеченні сприятливих режимів розвантаження робочих циліндрів від тиску можна здійснювати не зливним клапаном, встановленим в головному клапанному розподільнику, а безпосередньо наповнювально-зливним клапаном відразу ж після робочого ходу. При цьому процес розвантаження супроводжується падінням тиску в робочих циліндрах і гідроударними явищами в наповнювально-зливному трубопроводі різної інтенсивності. Збільшення часу розвантаження понад 0,2с дозволяє уникнути гідроударів в наповнювально-зливному трубопроводі і домогтися падіння тиску в робочих циліндрах до тиску в баку за час відкриття клапана. З іншого боку не слід затягувати процес розвантаження, тому що при поділенні загальної картини динаміки це призводить до різкого зниження продуктивності преса, що є неприпустимим.

За результатами рішення (див. рис. 3.11) математичної моделі розвантаження розглянемо вплив виду конструктивної характеристики клапана на динаміку процесу розвантаження. Істотні відмінності в динаміці розвантаження наповнювально-зливними клапанами з різними конструктивними характеристиками проявляється при значеннях часу відкриття понад 0,1с. Простежимо цей вплив на прикладі відкриття НЗК з

лінійною та релейною конструктивними характеристиками при  $t_{\text{відк}} = 0,2\text{с}$  (рис. 3.12).

З графіка (див.рис. 3.12) видно, що при розвантаженні релейним НЗК ( $n = 0,5$ ) тиск в робочих циліндрах падає до тиску бака за  $0,04\text{с}$ , а лінійним ( $n = 1$ ) – за  $0,17\text{с}$ . При цьому в першому випадку гідроударні явища в наповнювально-зливному трубопроводі носять яскраво виражений піковий характер і являються слабо затухаючими навіть після повного відкриття клапана.

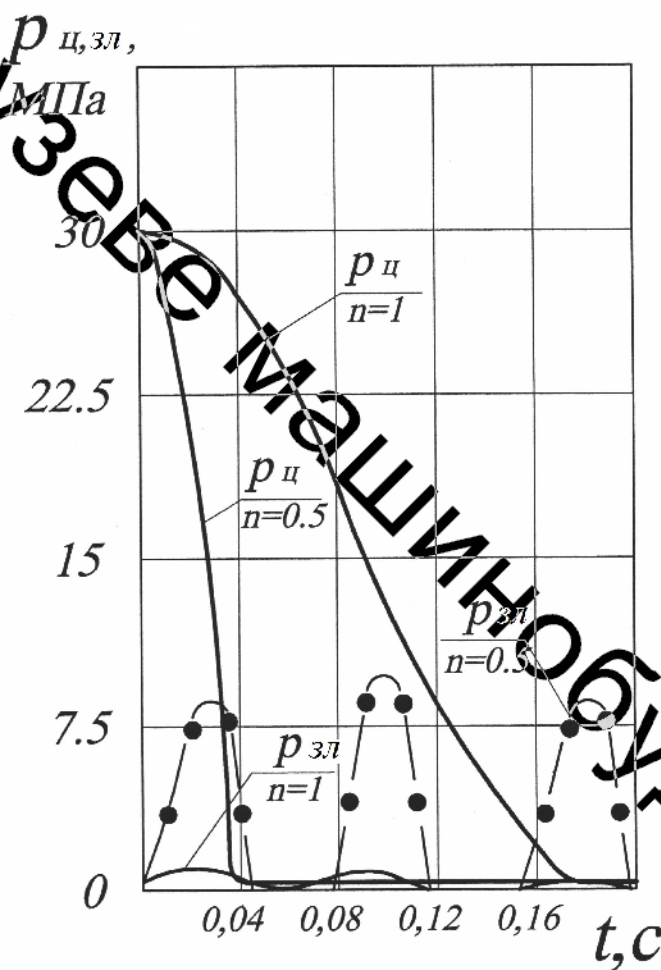


Рисунок 3.12 – Вплив виду конструктивної характеристики наповнювально-зливного клапана  $n$  на зміну тиску в робочих циліндрах  $p_{\text{ц}}$  і наповнювально-зливному трубопроводі  $p_{\text{зл}}$  в процесі розвантаження робочих циліндрів при

$$t_{\text{відк}} = 0,2\text{с}.$$

Максимальне пікове значення тиску становить  $p_{zn} = 16,7 \text{ МПа}$ , що говорить про наявність інтенсивних гідравлічних ударів в зливній магістралі, як під час самого розвантаження робочих циліндрів від тиску, так і після неї при повністю відкритому НЗК. Що ж стосується клапана з лінійною конструктивною характеристикою, то про яскраво вираженому піковому характері тиску в зливному трубопроводі говорити не доводиться.

За час розвантаження спостерігається два підвищення тиску - до 12 МПа і 0,8 МПа. Потім коливання загасають і до моменту повного відкриття НЗК тиск  $p_{ч}$  стає рівним тиску в баку.

З вище описаного випливає, що НЗК з релейною конструктивною характеристикою абсолютно непридатний для розвантаження робочих циліндрів від тиску. Навіть при збільшенні часу відкриття НЗК інтенсивний гідравлічний удар в наповнювально-зливній магістралі неминучий, тому що відсутність у клапана дроселюючого елемента призводить до переходу накопиченої пружної енергії в гідравлічний удар. Клапан ж з лінійною конструктивною характеристикою, навпаки, створює умови для безударного розвантаження робочих циліндрів від тиску за умови, що час відкриття складе не менше 0,2с. Завдяки наявності дроселюючого елемента накопичена пружна енергія спрацьовується на цьому елементі і перетворюється в тепло, не викликаючи при цьому інтенсивних гідрударних явищ. Якщо прийняти, що все тепло, що виділяється в процесі дроселювання, поглинається робочою рідиною, то підвищення температури в зливній системі може бути визначений за відомою формулою [17]

$$\Delta T = \frac{W_{\Sigma}}{C_{жс} \cdot m_{zn}}, \quad (3.46)$$

де  $W_{\Sigma}$  – сумарна накопичена за час робочого ходу енергія пружної деформації;

$C_p$  – питома теплоємність робочої рідини;

$m_{zn}$  – маса рідини в зливній магістралі.

Для преса зусиллям 100МН підвищення температури в зливній магістралі становить: 0,123 °С при розвантаженні зливним клапаном, вбудованим в головний клапанний розподільник, і 0,1 °С при розвантаженні НЗК з дроселюючим елементом безпосередньо в наповнювальню-зливну магістраль. Така різниця температур пояснюється тим, що НЗК встановлений безпосередньо на пресі і об'єм зливної системи, в яку здійснюється розвантаження, більше, ніж у випадку розвантаження зливним клапаном, вбудованим в головний клапанний розподільник, який встановлений в підвалі преса поблизу наповнювальню-зливного баку.

Що ж стосується преса зусиллям 60МН, то підвищення температури в зливній системі становить 0,083 °С, як в разі розвантаження зливним клапаном, вбудованим в головний клапанний розподільник, так і в разі розвантаження НЗК з дроселюючим елементом, тому що НЗК і головний клапанний розподільник встановлені в підвалі преса і обсяг зливної системи, в яку здійснюється розвантаження, в цьому випадку однаковий.

Слід зазначити, що в разі розвантаження НЗК з дроселюючим елементом інтенсивність підвищення температури в зливній системі набагато вища, ніж в разі розвантаження зливним клапаном, вбудованим в головний клапанний розподільник.

Член в квадратних дужках рівняння (3.26)  $a$  являє собою безрозмірний нелінійний коефіцієнт, що враховує зменшення гідравлічного опору наповнювальню-зливного клапана в ході його відкриття.

З графіка (рис.3.23) видно, що незалежно від величини коефіцієнта  $a$  інтенсивний гідроудар неминучий при розвантаженні клапаном з релейного конструктивною характеристикою, а при розвантаженні лінійним клапаном рекомендується досягати значення  $a$  не нижче 0,8 для забезпечення без ударного розвантаження.

### 3.4 Розрахунок методом скінчених елементів корпусу клапана

Наповнювально-зливні клапани є найбільш відповідальними деталями в конструкції гідравлічних пресів з НАП [25]. Зовні клапани з'єднуються з елементами приводу преса, а зсередини піддаються впливу робочих рідин високого тиску (32 МПа і більше), що викликає їх втомне та кавітаційне зношення. При цьому, як показує досвід промислової експлуатації, перший тип зношення є переважаючим [26]. Найбільш частою причиною руйнування від утомленості, виключаючи металургійні дефекти й технологічні похибки, які є наслідком недосконалого конструкторського опрацювання найбільш небезпечних перерізів і концентраторів напружень конструкцій корпусів НЗК [26].

У загальному випадку НЗК гідравлічних пресів виконують плунжерного типу з використанням сталевих поковок в якості заготовок для корпусів, які можуть бути суцільнокованими або звареними та умовно складаються з трьох основних частин – циліндричної, фланцевої та донної.

Конструктивне виконання та параметри корпусів НЗК залежать від таких основних факторів:

- технологічного призначення гідравлічного преса;
- максимального технологічного зусилля, яке необхідно розвивати на плунжері;
- типу й номінального тиску робочої рідини;
- механічних властивостей матеріалу корпусу та ін.

Для схеми НЗК нової конструкції характерним однією з найбільш навантажених частин є донна частина клапана з виконанням в ній отвору для підведення рідини високого тиску. У зв'язку з цим особливий інтерес представляє дослідження напружено-деформованого стану (НДС) донної частини клапана, в якій є такі концентратори напружень (рис. 3.13, а):

- широка центральна проточка 1;

- отвір 2 для підведення рідини високого тиску від акумулятора, прохідний переріз якого визначається параметрами гідролінії «регулювальний клапан - робочий циліндр»;

- галтель 3, що з'єднує циліндричну й донну частини циліндра, її форма та розміри підбираються за умови створення мінімальної концентрації напружень при силовому навантаженні та відсутності заклинювання плунжера в крайньому верхньому положенні.

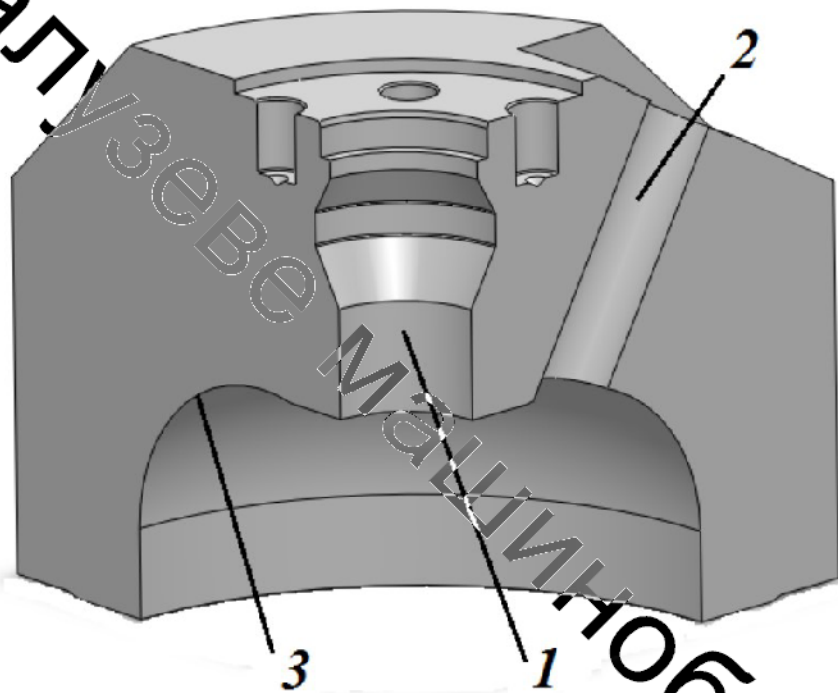


Рисунок 3.13 – Донна частина корпусу клапана

Попередньо визначають параметри циліндричної та фланцевої частин корпусу клапана за відомими методиками, викладеним в спеціалізованій літературі [17 – 19, 25]. У даній роботі особливу увагу буде приділено донній частині, так як традиційні рекомендації з її проектування та розрахунку незастосовні для нової конструкції (див. рис. 3.13).



Донні частини клапанів гідравлічних пресів зазначеного діапазону зусиль піддавали дослідженню скінчено-елементним методом. Розглянемо принципові особливості НДС донної частини клапана на прикладі кувального гідравлічного преса зусиллям 50 МН (див. рис. 1.1, б).

НДС оцінюється за допомогою програмного продукту Simulation Xpress для Solid Works. При цьому розглядається симетричне навантаження внутрішньої поверхні донної частини циліндра максимальним тиском 32 МПа.

Параметри конструкції, що навантажується (див. рис. 3.14), такі:

- тип конструкції робочого циліндра – зваренокована;
- матеріал – сталь 25ГС, межа плинності – 280 МПа;
- внутрішній діаметр днн циліндричної частини – 840 мм;
- товщина стінки іст циліндричної частини циліндра – 195 мм;

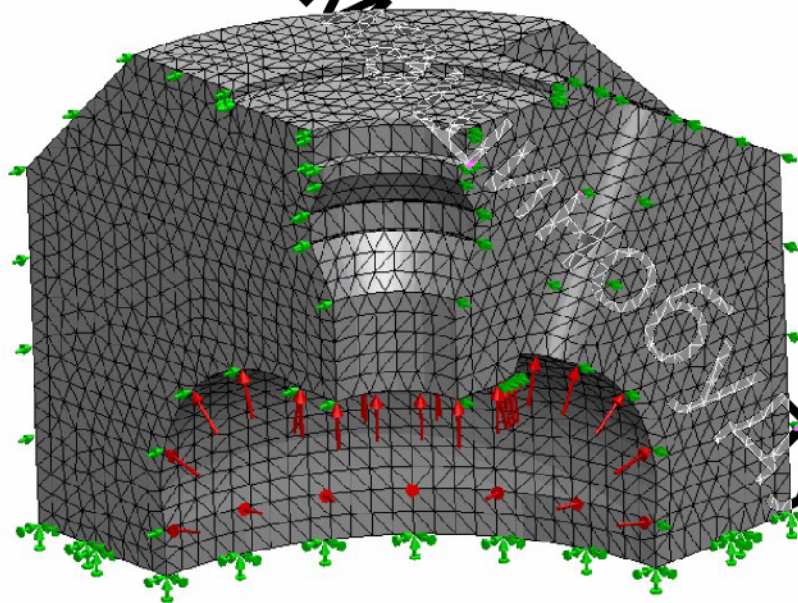


Рисунок 3.14 – Скінчено-елементна сітка зі схемою навантаження донної частини корпусу

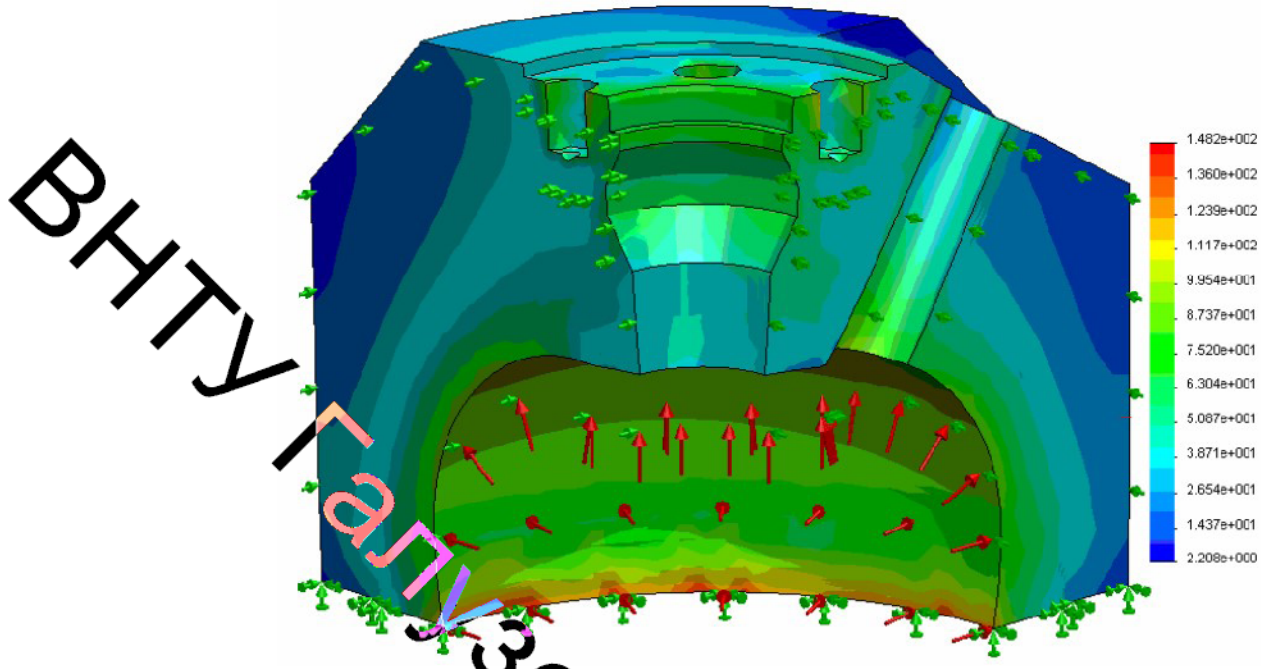


Рисунок 3.15 – Результуючі значення напружень

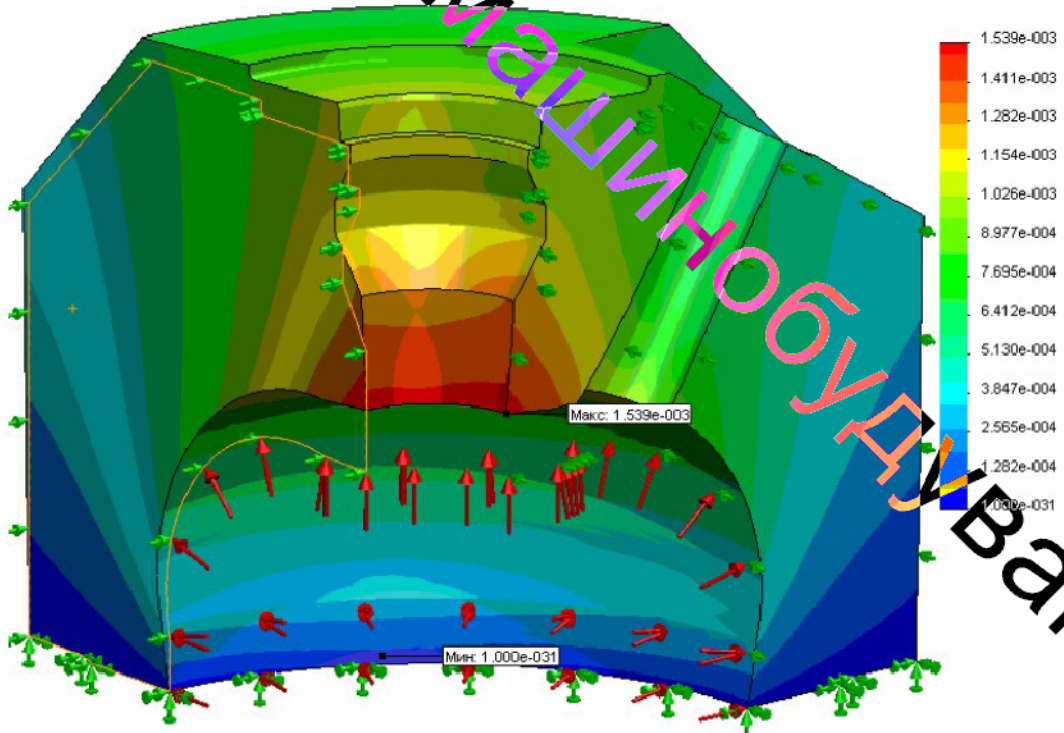


Рисунок 3.16 – Результуючі значення переміщень

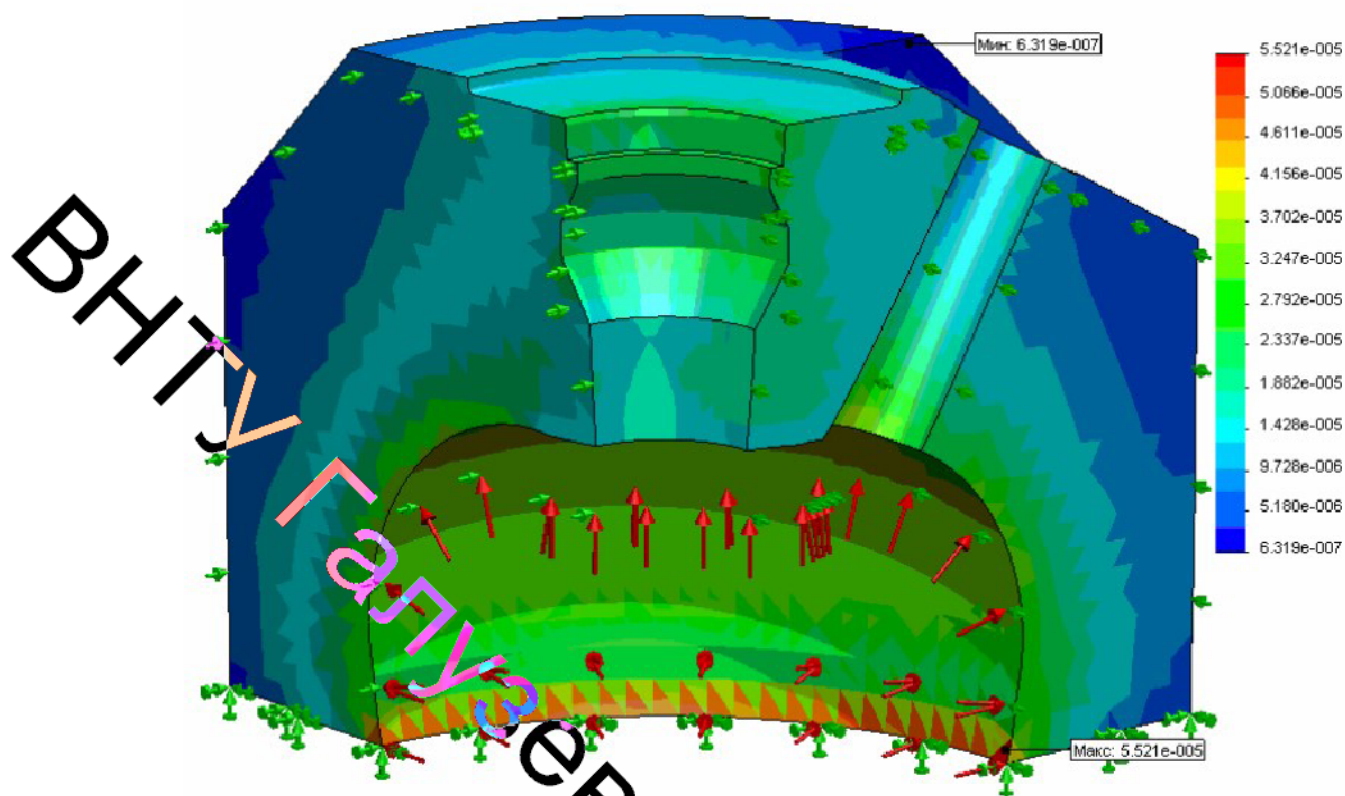


Рисунок 3.17 – Результуючі значення деформацій

Подібні дослідження НДС донної частини здійснювали при різних значеннях радіусу заокруглення (див. рис. 3.14) в діапазоні  $d_{\text{вн}}$  (0,05...0,35) і різних профілів заглибленої галтелі (див. рис. 3.14) для гідравлічних пресів прийнятого ряду зусиль.

За результатами проведеного аналізу НДС донної частини клапану встановлено наступне:

- виконання радіусу заокруглення галтелі величиною менше  $0,2d_{\text{вн}}$  призводить до появи в ній яскраво виражених зон концентрації напружень;
- заглиблення галтелі в донну частину більш ніж на  $0,4t_{\text{ст}}$  призводить до виникнення додаткових радіальних сил, що викликають появу пластичних деформацій і підсилюють розвиток тріщин від утомленості.

Отримані результати досліджень дозволяють розробити практичні рекомендації проектування донної частини клапану для гідравлічних пресів з НАП

### 3.5 Висновки до розділу

1. Розроблені математичні моделі зворотного ходу і розвантаження робочих циліндрів від тиску кувальних пресів з насосно-акумуляторним приводом, побудовані по результатам теоретично-експериментальних досліджень, відповідають реальним процесам, які розглядаються, і можуть бути прийняті за основу при аналізі динаміки гідропроводу.

2. Динаміка процесу розгону поперечки мало залежить від часу відкриття і характеристики впускного клапана зворотних циліндрів, а знаходиться параметрами системи керування.

3. При гальмуванні поперечки в верхньому положенні закриттям впускного клапана зворотних циліндрів відбувається великий її вибіг вгору після закриття клапана незалежно від його конструктивної характеристики і часу закриття, а також величини коефіцієнта  $\alpha$ .

4. Швидке і безударне гальмування рухомої поперечини в верхньому положенні забезпечується шляхом оснащення НЗК дрослюючим елементом. НЗК з релейною конструктивною характеристикою абсолютно непридатний для гальмування поперечки. НЗК з лінійною і квадратичною характеристиками створює умови для безударного гальмування поперечки за умови, що час закриття складе не менше  $0,3c$ , а коефіцієнт  $\alpha$  – не менше  $0,9$ .

5. Швидке і ударне розвантаження робочих циліндрів від тиску безпосередньо в наповнювальну-зливну магістраль забезпечується відкриттям НЗК з дрослюючим елементом. НЗК з релейною конструктивною характеристикою абсолютно непридатний для розвантаження робочих циліндрів від тиску. НЗК з лінійною конструктивною характеристикою створює умови для без ударного розвантаження робочих циліндрів від тиску за умови, що час відкриття складе не менше  $0,2c$ , а значення  $\alpha$  рекомендується досягатиме не нижче  $0,8$ .

## РОЗДІЛ 4

### ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА

#### 4.1 Оцінювання комерційного потенціалу розробки «Пристрій керування зворотнім ходом ковальських машин з гідроприводом»

Метою проведення технологічного аудиту розробки «Пристрій керування зворотнім ходом ковальських машин з гідроприводом» є оцінювання комерційного потенціалу розробки, а саме ультразвукового засобу визначення густини газового потоку. Проведення аудиту здійснюється за допомогою експертного методу. Для цього залучено двох експертів.

Оцінювання комерційного потенціалу дослідження здійснюється за 12-ма критеріями, що наведені в таблиці 4.1.

Таблиця 4.1 – Критерії оцінювання комерційного потенціалу дослідження та їх можлива бальна оцінка

Бали (за 5-ти бальною шкалою)					
Кри- терій	0	1	2	3	4
Технічна здійсненність концепції:					
1	Достовірність концепції не підтверджена	Концепція підтверджена експертними висновками	Концепція підтверджена розрахунками	Концепція перевірена на практиці	Перевірено роботоздатність продукту в реальних умовах
Ринкові переваги (недоліки)					
2	Багато аналогів на малому ринку	Мало аналогів на малому ринку	Кілька аналогів на великому ринку	Один аналог на великому ринку	Продукт не має аналогів на великому ринку
3	Ціна продукту значно вища за ціни аналогів	Ціна продукту дещо вища за ціни аналогів	Ціна продукту приблизно дорівнює цінам аналогів	Ціна продукту дещо нижче за ціни аналогів	Ціна продукту значно нижче за ціни аналогів

Продовження таб. 4.1

4	Технічні та споживчі властивості продукту значно гірші, ніж в аналогів	Технічні та споживчі властивості продукту трохи гірші, ніж в аналогів	Технічні та споживчі властивості продукту на рівні аналогів	Технічні та споживчі властивості продукту трохи кращі, ніж в аналогів	Технічні та споживчі властивості продукту значно кращі, ніж в аналогів
5	Експлуатаційні витрати значно вищі, ніж в аналогів	Експлуатаційні витрати дещо вищі, ніж в аналогів	Експлуатаційні витрати на рівні експлуатаційних витрат аналогів	Експлуатаційні витрати трохи нижчі, ніж в аналогів	Експлуатаційні витрати значно нижчі, ніж в аналогів
Ринкові перспективи					
6	Ринок малий і не має позитивної динаміки	Ринок малий, але має позитивну динаміку	Середній ринок з позитивною динамікою	Великий стабільний ринок	Великий ринок з позитивною динамікою
Бали (за 5-ти бальною шкалою)					
7	Активна конкуренція великих компаній на ринку	Активна конкуренція	Помірна конкуренція	Незначна конкуренція	Конкуренції немає
Практична здійсненність					
8	Відсутні фахівці як з технічної, так і з комерційної реалізації ідеї	Необхідно наймати фахівців або витратити значні кошти та час на навчання наявних фахівців	Необхідне незначне навчання фахівців та збільшення їх штату	Необхідне незначне навчання фахівців	Є фахівці з питань як з технічної, так і з комерційної реалізації ідеї
9	Потрібні значні фінансові ресурси, які відсутні. Джерела фінансування ідеї відсутні	Потрібні незначні фінансові ресурси. Джерела фінансування відсутні	Потрібні значні фінансові ресурси. Джерела фінансування є	Потрібні незначні фінансові ресурси. Джерела фінансування є	Не потребує додаткового фінансування
10	Необхідна розробка нових матеріалів	Потрібні матеріали, що використовуються у військово-промисловому комплексі	Потрібні дорогі матеріали	Потрібні досяжні та дешеві матеріали	Всі матеріали для реалізації ідеї відомі та давно використовуються у виробництві

Продовження таб. 4.1

11	Термін реалізації ідеї більший за 10 років	Термін реалізації ідеї більший за 5 років. Термін окупності інвестицій більше 10-ти років	Термін реалізації ідеї від 3-х до 5-ти років. Термін окупності інвестицій більше 5-ти років	Термін реалізації ідеї менше 3-х років. Термін окупності інвестицій від 3-х до 5-ти років	Термін реалізації ідеї менше 3-х років. Термін окупності інвестицій менше 3-х років
12	Необхідна розробка регламентних документів та отримання великої кількості дозвільних документів на виробництво та реалізацію продукту	Необхідно отримання великої кількості дозвільних документів на виробництво та реалізацію продукту, що вимагає значних коштів та часу	Процедура отримання дозвільних документів для виробництва та реалізації продукту вимагає незначних коштів та часу	Необхідно тільки повідомлення відповідним органам про виробництво та реалізацію продукту	Відсутні будь-які регламентовані обмеження на виробництво та реалізацію продукту

Результати оцінювання комерційного потенціалу розробки заносимо в табл. 4.2.

Таблиця 4.2 – Результати оцінювання комерційного потенціалу розробки.

Критерії	Експерти	
	Експерт 1	Експерт 2
1	2	4
2	3	3
3	2	3
4	3	4
5	4	3
6	4	4
7	3	3
8	4	3
9	4	4
10	4	4
11	4	4
12	4	3
Сума балів	41	42
Середньо-арифметична сума балів $CB$	$CB = 41,5$	

За результатами оцінювання комерційного потенціалу розробки, середньоарифметична сума балів складає 41,5 що вказує, що рівень розробки є високим.

Бажаним шляхом реалізації проекту є спільне підприємство – підприємство, що базується на спільному капіталі суб'єктів господарської діяльності України або іноземних суб'єктів господарської діяльності, на спільному управлінні та на спільному розподілі результатів та ризиків.

Успіх запровадження комерційної ідеї може бути досягнутий за рахунок: гнучкості і мобільності діяльності з урахуванням економічної ситуації, що змінюється на ринку; виявлення комерційних пріоритетів та їх реалізації; активного використання у прийнятті комерційних рішень принципів менеджменту і маркетингу; вміння передбачити комерційні ризики; адаптації комерційних працівників до нових умов роботи.

#### 4.2 Прогнозування витрат на виконання науково-дослідної роботи

Кошторис витрат на дослідження може складатися з таких етапів:

*1-й етап:* кошторис витрат на дослідження розробки «Пристрій керування зворотнім ходом ковальських машин з гідроприводом» передбачає розрахунок таких основних витрат:

1) Основна заробітна плата розробників розраховується за формулою:

$$Z_o = \frac{M}{T_p} \cdot t, \quad (4.1)$$

де  $M$  – місячний посадовий оклад розробника [грн];

$T_p$  – число робочих днів в місяці,  $T_p = 20$ ;

$t$  – число робочих днів роботи розробника.

Підставимо дані до формули 4.1 та отримаємо:



$$Z_0 = \frac{7500}{20} \cdot 25 = 9375 \text{ (грн)},$$

$$Z_0 = \frac{8400}{20} \cdot 11 = 4620 \text{ (грн)},$$

$$\sum Z_0 = 9375 + 4620 = 13995 \text{ (грн)},$$

Зроблені розрахунки заносимо до таблиці 4.3.

Таблиця 4.3 – Витрати на заробітну плату розробників

Найменування посади виконавця	Місячний посадовий оклад, грн.	Оплата за робочий день, грн.	Число днів роботи	Витрати на оплату праці, грн.
Науковий керівник	7500	375	25	9375
Інженер	8400	210	11	4620
Всього				13998

2) Основна заробітна плата робітників  $Z_p$ , якщо вони беруть участь у виконання НДДКР і виконують роботи за робочими професіями, у випадку, коли вони працюють в наукових установах бюджетної сфери, розраховується за формулою (4.2):

$$Z_p = \sum_1^n t_i \cdot C_i \cdot K_c \quad (4.2)$$

де  $t_i$  – норма часу (трудомісткість) на виконання конкретної роботи, годин;

$n$  – кількість робіт по видах та розрядах;

$K_c$  - коефіцієнт співвідношень, який установлений в даний час Генеральною тарифною угодою між Урядом України і профспілками,  $K_c = 1$ ;

$C_i$  – погодинна тарифна ставка робітника відповідного розряду, який виконує дану роботу.

$$C_i = \frac{M_m \cdot K_i}{T_p \cdot T_{зм}}, \quad (4.3)$$

де  $M_m$  – розмір мінімальної заробітної плати за місяць, грн.;

з 01.01.2019 р.  $M_m = 4173$  грн.;

$K_i$  – тарифний коефіцієнт робітника відповідного розряду. Величина чинних тарифних коефіцієнтів робітників відповідних розрядів для бюджетної сфери наведена в таблиці 4.4:

Таблиця 4.4 – Значення тарифних коефіцієнтів робітників відповідних розрядів.

Розряд	1	2	3	4	5	6	7	8
	1,00	1,09	1,18	1,27	1,36	1,45	1,54	1,64

$T_p$  – число робочих днів у місяці;

$T_{зм}$  – тривалість зміни, зазвичай .

Таблиця 4.5 – Витрати на заробітну плату робітників

Найменування робіт	Трудомісткість, н.-год	Розряд роботи	Коефіцієнт	Погодинна тарифна ставка	Величина оплати, грн.
Токарні	5	5	1,36	38,76	201,32
Фрезерні	4	3	1,18	34,96	124,8
Свердлильні	5,5	5	1,36	38,76	215,98
Всього					

3) Додаткова заробітна плата ( $З_д$ ) всіх розробників та робітників, які приймали участь в дослідженні.

Додаткову заробітну плату розраховуємо як 10...12% від суми основної заробітної плати всіх розробників та робітників. Приймаємо додаткову заробітну плату 10% від основної:

$$З_д = 0,1 \cdot (З_о + З_р) \quad (4.4)$$

$$z_o = \frac{(13995 + 545,2) \cdot 10}{100\%} = 1453,78 \text{ (грн)}$$

4) Нарахування на заробітну плату  $H_s$  розробників та робітників, які брали участь у виконанні даної НДДКР становить 22 % від суми основної та додаткової заробітної плати:

$$H_{sn} = (z_o + z_p + z_o) \cdot \frac{\beta}{100} \quad (4.5)$$

де  $z_o$  – основна заробітна плата розробників, грн.;

$z_p$  – основна заробітна плата робітників, грн.;

$z_o$  – додаткова заробітна плата всіх розробників та робітників, грн.;

$\beta$  – ставка єдиного внеску на загальнообов'язкове державне соціальне страхування, %;  $\beta = 22\%$ .

$$H_{sn} = (13998 + 542,2 + 1453,73) \cdot \frac{22}{100} = 351,95 \text{ (грн)}.$$

5) Амортизація обладнання, комп'ютерів та приміщень, які використовувались під час дослідження. У спрощеному вигляді амортизаційні відрахування по кожному виду обладнання та приміщенням можуть бути розраховані за формулою (4.6):

$$A = \frac{C \cdot H_a \cdot T}{100 \cdot 10} \quad (5.6)$$

де  $C$  – загальна балансова вартість даного виду обладнання (приміщень), грн.;

$H_a$  – річна норма амортизаційних відрахувань.  $H_a = (10...25)\%$ ;

$T$  – термін використання обладнання (приміщень), місяці.

Всі проведені розрахунки амортизаційних відрахувань заносимо в таблицю 4.6.

Таблиця 4.6 – Розрахунок амортизаційних відрахувань

Найменування комплектуючих	Балансова вартість, грн.	Норма амортизації, %	Термін використання міс.	Величина амортизаційних відрахувань, грн.
Приміщення	950000	5	1,5	5937
Верстат фрезерний	350000	15	1,2	5250
Верстат токарний	280000	15	1	3500
Верстат свердлильний	97000	15	1	1212,5
Відрізний верстат	34000	15	1	425
Напівавтоматичний зварювальний верстат	20000	15	1	250
Всього				16574

б) Витрати на матеріали, що були використані під час виконання НДДКР, розраховуються по кожному виду матеріалів за формулою (4.7):

$$M = \sum_1^n H_i \cdot \Pi_i \cdot K_i - \sum_1^n B_i \cdot \Pi_B, \quad (4.7)$$

де  $H_i$  – витрати матеріалу  $i$ -го найменування, шт.;

$\Pi_i$  – вартість матеріалу  $i$ -го найменування, грн./шт.;

$K_i$  – коефіцієнт транспортних витрат,  $K_i = (1,1 \dots 1,15)$ . Обираємо  $K_i = 1,15$ ;

$B_i$  – маса відходів матеріалу  $i$ -го найменування, шт.;

$\Pi_B$  – ціна відходів матеріалу  $i$ -го найменування, грн./шт.;

$n$  – кількість видів матеріалів.

Всі проведені розрахунки витрат на матеріали заносимо в таблицю 4.7.

Таблиця 4.7 – Витрати на матеріали

№	Найменування матеріалу, марка, тип, сорт	Од. виміру	Витрачено на виріб	Ціна за матеріал, грн.	Загальна вартість
1.	Кована заготовка із легованої сталі	шт	1	2500	2500
2	Дріт зварювальний	кг	3	300	300
3	Труба сталева кругла	м	10	520	5200
Всього, грн.					8000

7) Витрати на комплектуючі  $K$ , що були використані під час виконання НДДКР, розраховуються за формулою (4.8):

$$K = \sum_{i=1}^n H_i \cdot C_i \cdot K_i \quad (4.8)$$

де  $H_i$  – кількість комплектуючих  $i$ -го виду, шт.;

$C_i$  – ціна комплектуючих  $i$ -го виду, грн.;

$K_i$  – коефіцієнт транспортних витрат,  $K_i = (1, 1, \dots, 1, 15)$ . Обираємо  $K_i = 1, 15$ ;

$n$  – кількість видів комплектуючих.

Всі проведені розрахунки витрат на комплектуючі заносимо в таблицю 4.8.

Таблиця 4.8 – Витрати на комплектуючі

Найменування комплектуючих	Кількість	Ціна за штуку, грн.	Сума, грн.
Пружина вита	3	280	840
Ріжучий інструмент	1	620	620
Кільця ущільнюючі	1	1200	1200
Кільця стопорні	1	150	150
Манжети	2	215	215
Всього			3025

8) Витрати на силову електроенергію  $V_e$  розраховуємо за формулою (4.9):

$$V_e = V \cdot \Pi \cdot \Phi \cdot K_{\Pi}, \quad (5.9)$$

де  $V$  – вартість 1 кВт-год. електроенергії, в 2019 році  $V = 2,5$  грн/кВт;

$\Pi$  – установлена потужність обладнання, кВт.

$\Phi$  – фактична кількість годин роботи обладнання, годин;

$K_{\Pi}$  – коефіцієнт використання потужності,  $K_{\Pi} < 1$ . Обираємо  $K_{\Pi} = 0,9$ .

Отже, витрати на силову електроенергію становлять:

$$V_e = 2,5 \cdot 0,2 \cdot 180 \cdot 0,9 = 81 \text{ (грн).}$$

9) Інші витрати  $V_{ін}$  можна прийняти як (100...300)% від суми основної заробітної плати розробників та робітників, які були виконували дану НДДКР, тобто (4.10):

$$V_{ін} = (Z_o + Z_p) \cdot (100\% \dots 300\%),$$

$$V_{ін} = (13998 + 545,2) \cdot 100\% = 14543,2 \text{ (грн).}$$

10) Сума всіх попередніх статей витрат дає загальні витрати на виконання даної частини НДДКР –  $V$ .

$$V = Z_o + Z_p + Z_d + H_{зп} + A + M + K + V_e + V_{ін},$$

$$V = 13998 + 545,2 + 1453,73 + 3517,95 + 16574 + 3517,95 + 8000 + 3025 + 81 = 50712,87 \text{ (грн).}$$

### 4.3 Висновки до розділу

1. За результатами оцінювання комерційного потенціалу розробки, середньоарифметична сума балів складає 41,5 що вказує, що рівень розробки є високим.

2. Бажаним шляхом реалізації проекту є спільне підприємство – підприємство, що базується на спільному капіталі суб'єктів господарської діяльності України або іноземних суб'єктів господарської діяльності, на спільному управлінні та на спільному розподілі результатів та ризиків.

3. Загальні витрати на наукову розробку становлять 50712, 87грн.

ВНТУ  
Галузеве машинобудування

## РОЗДІЛ 5

### ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

#### 5.1 Аналіз умов праці

Розглядається дільниця виготовлення пристрою керування зворотнім ходом ковальських машин з гідроприводом. Дільниця знаходиться в механічному цеху одноповерхової будівлі.

При роботі виникає ряд фізичних, хімічних, психофізіологічних небезпечних та шкідливих виробничих факторів (ГОСТ 12.0.003-74):

- Зміна мікроклімату робочої зони.
- Підвищена загазованість повітря робочої зони парами і газами, які виділяються при технологічних процесах.
- Відсутність або недостатня освітленість природним світлом, недостатня освітленість робочої зони від світильників штучного освітлення.
- Підвищений рівень шуму і вібрації на робочих місцях від працюючого обладнання
- Рухомі частини виробничого обладнання, вузли і агрегати, що рухаються.
- Відлітаючі частини інструментів, який зруйнувався під час роботи.
- Підвищена напруга в електричній мережі, замикання якої може відбутись через тіло людини.

Фізичні динамічні та статичні навантаження.

Монотонність праці.

#### 5.2 Виробнича санітарія

На дільниці обладнання живиться від трифазної чотирипровідної мережі з заземленою нейтраллю напругою 380/220 В. Дільниця знаходиться в одноповерховому виробничому приміщенні.

У цехах, що мають велику ширину, шкідливі роботи необхідно



розташовувати поблизу зовнішніх стін для кращого забезпечення природної вентиляції приміщення. При внутрішньому плануванні приміщення повинні бути передбачені достатня ширина і число проходів, сходів, дверей із метою можливого усунення зустрічних людських потоків у періоди початку і закінчення змін, а також у випадку аварійних ситуацій.

Обсяг виробничих приміщень повинен бути таким, щоб на кожного працюючого припадало не менше 4,5 м<sup>2</sup> площі, 15м<sup>3</sup> об'єму, висота виробничого приміщення повинна бути не менше 3,2 м. Площа ділянки 60 м<sup>2</sup>, об'єм – 192 м<sup>3</sup>, тобто вимоги виконуються.

### 5.2.1 Мікроклімат в приміщенні

Роботи, що виконуються на ділянці відповідно до ГОСТ 12.1.005-88 відносяться до категорії робіт ІІб – середньої важкості. Вони пов'язані з розбиранням і збиранням вузлів і агрегатів, процесами відновлення та зміцнення. Ці роботи пов'язані з середнім фізичним навантаженням.

Параметри, що характеризують мікроклімат в приміщенні є наступними: температура, відносна вологість, швидкість руху повітря.

ГОСТ 12.1.005-88 визначає оптимальні і допустимі норми цих параметрів в залежності від категорії робіт, періоду року. Числові значення цих норм додано в таблицю 5.1.

Таблиця 5.1 – Оптимальні і допустимі норми параметрів мікроклімату в приміщенні

Період року	Категорія	Температура, °С			Відносна вологість, %		Швидкість руху повітря, м/хв	
		Оптим.	Допустима		Оптим.	Допуст.	Оптим.	Допуст.
			Верхня гран.	Нижня гран.				
Холод	ІІб	17-19	21	15	40-60	75	0.3	0.4
Тепло	ІІб	20-22	27	16	40-60	70	0.4	0.5

Інтенсивність опромінення 100Вт/ .Опромінення людського тіла не більше 25%.Для нормалізації мікроклімату в виробничому приміщенні необхідно улаштувати вентиляцію і опалення.

На ділянці характерне забруднення повітря виробничих приміщень отруйними газами та парами.

Попадаючи в організм людини шкідливі речовини негативно діють на людину. Концентрація шкідливих речовин у повітрі робочої зони не повинна перевищувати допустимих значень.

Контроль вмісту шкідливих речовин у повітрі робочої зони проводиться на найбільш характерних робочих місцях. При однаковому обладнанні, або при виконанні однакових операцій контроль проводиться вибірково на окремих робочих місцях, розташованих в центрі і по периферії приміщення.

Система вентиляції приміщення буде комбінована, тобто буде поєднувати в собі механічну і природну, організовану вентиляцію.

Механічна вентиляція буде здійснюватиметься за рахунок вентилятора з приводом від електродвигуна. При обертанні вентилятора створюється різниця тиску, в результаті чого повітря переміщується з переміщення(витяжна вентиляція) і в приміщення (поточна вентиляція).

Приточна вентиляція забезпечуватиме приток чистого повітря в приміщення, а витяжна вентиляція забезпечуватиме видалення забрудненого повітря назовні.

Природна вентиляція здійснюватиметься за рахунок різниці густини повітря, що виникатиме за рахунок різниці температури повітря, а також за рахунок енергії вітру.

### **5.2.2 Освітлення**

Кількісні і якісні характеристики освітлення регламентовані СНіП II-4-79.

Природне освітлення забезпечується подвійними вікнами.

Розряд зорової роботи – 4а.

Коефіцієнт природного освітлення:

$$e^4 = e_H^3 \cdot m \cdot C_K,$$

де  $e_H^3 = 1.5$  - нормоване значення коефіцієнта природного освітлення;

$m = 0.9$  - коефіцієнт світлового клімату;

$C_K = 0.75$  - коефіцієнт сонячності клімату;

$$C_K = 1,5 \cdot 0,9 \cdot 0,75 = 1,01$$

Штучне освітлення в приміщеннях повинно задовольняти вимогам (табл. 5.3).

Таблиця 5.2 – Норми освітленості приміщень і виробничих дільниць

Приміщення	Площина нормування освітленості	Розряд зорової роботи	Освітленість	
			норма	діюче
Механічна дільниця	Горизонтальна 0,8м	4а	300(750)	250(700)

Таким чином діюче значення освітленості лежить нижче нормативного. Тому в подальшому проведемо розрахунок штучного (комбінованого) освітлення на дільниці.

Розрахунок штучного освітлення

Світловий потік одного світильника

$$\Phi_I = \frac{E_H \cdot S \cdot Z \cdot K}{N_{ce} \cdot \eta \cdot N_{An}}, \quad (5.2)$$

де  $E_H$  - нормативна величина освітлення, лк;

$S$  - площа приміщення, м<sup>2</sup>;

$Z$  - коефіцієнт нерівномірності освітлення;

$K$  - коефіцієнт запасу;

$N_{ce}$  - кількість світильників;

$N_{An}$  - кількість ламп в світильнику;

$\eta$  - коефіцієнт використання потоку;

$$\eta = f(\rho_o, \rho_n, \rho_p, i). \quad (5.3)$$

Знайдемо індекс приміщення:

$$i = \frac{B \cdot L}{h_p(B + L)}, \quad (5.4)$$

де  $h_p$  - висота світильників над робочою по верхньою, м;

$$i = \frac{12 \cdot 6}{3(12 + 6)} = 1,33.$$

По рекомендаціям відношення відстані між рядами ламп до висоти  $h_p$ :

$$4h_p = 1,4 \dots 1,6;$$

$$L = 4,5 \text{ м}; \quad h_p = 3 \text{ м}.$$

Приймаємо коефіцієнт відбиття:

- підлоги – 50%;
- стін – 50% ;
- стелі – 10%.

Приймаємо  $\eta = 0,29$ , тоді

$$\Phi_s = \frac{300 \cdot 60 \cdot 1,2 \cdot 1,5}{12 \cdot 0,29 \cdot 2} = 4655,2 \text{ Лк}.$$

Світильники вибираємо ПВЛМ-2,80С з лампами Л-Б60 з потужністю 60Вт і світловим потоком - 4500Лм.

Перевіряємо достатність освітлення:

$$E_{\phi} = \frac{\Phi_c \cdot N_{ce} \cdot \eta \cdot N_{An}}{S \cdot Z \cdot K}; \quad (5.5)$$

$$E_{\phi} = \frac{4500 \cdot 12 \cdot 2 \cdot 0,29}{60 \cdot 1,2 \cdot 1,5} = 290 \text{лк};$$

$$pE = \frac{300 - 290}{300} \cdot 100\% = 3,3\%.$$

Допустиме недосвітлення – 10%. Таким чином 3,3% < 10%: штучне освітлення ділянки виконання технологічного процесу відновлення та зміцнення валу муфти задовільне.

### 5.2.3 Шум

Джерелом шуму на ділянці є працююче обладнання та допоміжний транспорт.

За характером спектру шум на ділянці широкосмуговий із безперервним спектром шириною більше октави. За часовими характеристиками шум постійний, так як рівень звуку за восьмигодинний робочий день змінюється в часі не більш, ніж на 5 дБА. За походженням шум механічний (від працюючого обладнання) і аеродинамічний (від вентиляційних установок). Допускається в якості характеристики постійного широкосмугового шуму на робочих місцях при орієнтовній оцінці приймати рівень звуку (дБА), виміряний на тимчасовій характеристиці "повільно" шумоміра по ГОСТ 17187 - 85.

Гранично допустимий спектр шуму на робочих місцях на механічній ділянці згідно ГОСТ 12.1.003 - 83 приведений у табл. 5.3.

Для зменшення шуму на ділянці використовують архітектурно-планувальні методи захисту. Сюди відноситься раціональне розміщення технологічного обладнання, верстатів, раціональне розміщення робочих місць,

раціональне акустичне планування зон і режиму руху транспорту, створення різних шумозахищених зон в різних місцях знаходження людей.

Таблиця 5.3 – Допустимий спектр шуму на робочих місцях

Вид трудової діяльності	Октавні рівні звукового тиску, дБ на середньгеометричних частотах, Гц									Рівні звуку та еквівалентні рівні звуку, дБА
	31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
На постійних робочих місцях	107	95	87	82	78	75	73	71	69	80

#### 5.2.4 Вібрація

Від роботи обладнання та під час переустановки деталей на працюючих може діяти вібрація (загальна і переважно локальна). Вібрація характеризується такими показниками як віброшвидкість, віброприскорення, рівень віброшвидкості, рівень віброприскорення.

Категорія вібрації 3 тип "а" - технологічна на робочих місцях. Критерій оцінки - межа зниження продуктивності праці. На працюючих діє локальна і загальна вібрація. Вона передається через руки працюючих і через підшви ніг.

Санітарні норми одночислових показників вібраційного навантаження на працюючого при тривалості зміни 8 год приведені в табл. 5.4.

Таблиця 5.4 – Норми вібраційного навантаження згідно ГОСТ 12.1.012 - 90

Вид вібрації	Категорія вібрації за санітарними нормами	Напрямок дії	Нормативні коректовані за частотою та еквівалентні коректовані значення			
			Віброприскорення		Віброшвидкість	
			м/с <sup>2</sup>	дБ	м/с · 10 <sup>-2</sup>	дБ
Локальна	-----	X <sub>n</sub> ; Y <sub>n</sub> ; Z <sub>n</sub>	2,0	126	2,0	112
Загальна	3 тип "а"	X <sub>0</sub> ; Y <sub>0</sub> ; Z <sub>0</sub>	0,1	100	0,2	92

Для зменшення вібрації, яка передається на робочі місця, обладнання на ділянці встановлено на віброізолятори. Вентилятори систем вентиляції також встановлюють на віброізолятори і розміщують поза приміщеннями.

### 5.3 Техніка безпеки

Забороняється експлуатація несправного обладнання, технічного інструменту, тощо. При несправному обладнанні вирішується табличка „Працювати заборонено” або „Не працює”.

Робітники повинні забезпечуватись справними інструментами та інвентарем.

Відходи виробництва, обтирочні матеріали, повинні прибиратися після кожної зміни.

Для миття та знежирення повинні застосовуватись негорючі суміші і розчинники. Мийні ванни з часом після закінчення роботи повинні закриватись. Підлога має бути горизонтальною, рівною без вибоїн. Біля верстатів і стендів повинні бути дерев'яні трапи на всю ширину робочої зони.

Особливу увагу необхідно приділяти при роботі з кран-балкою.

Необхідно дотримуватись інструкцій по роботі з обладнанням.

Нормативні умови на дільниці забезпечуються такими засобами:

- механізацією;
- встановлення ефективної вентиляції;
- встановлення опалення;
- застосування засобів особистої гігієни.

Для захисту рук від агресивних середовищ застосовують рукавиці і халати.

### 5.4 Пожежна безпека

Приміщення віднесено до категорії Д, по ступені вогнестійкості відповідно до СНиП 2.01.02-85 будівля відноситься до II ступені вогнестійкості. Це будівлі із несучими і конструкціями, захищають, із природних або штучних кам'яних матеріалів, бетону або залізобетону з застосуванням аркушевих і плитних негорючих матеріалів у покриттях будинків припускається використовувати незахищені сталеві конструкції. У залежності від ступеня

вогнестійкості будинків і споруджень встановлені мінімальні межі вогнестійкості будівельних матеріалів і максимальні межі поширення вогню. В таблиці 5.5 вказані мінімальні границі вогнестійкості будівельних конструкцій та максимальні границі розповсюдження вогню по них.

Таблиця 5.5 – Мінімальні границі вогнестійкості будівель

Ступінь вогнестійкості споруди	Мінімальний границі вогнестійкості будівельних конструкцій, год; максимальні границі розповсюдження вогню по ним, м					
	Стіни		Колони		Плити, настили	Балки, ферми, арки, рамки
	Зовнішні несучі	Внутрішні несучі	Несучі	Не несучі		
II	0,25/0	0,25/0	0,5/0	0,25/0	1/0	0,5/0

Відстань від найбільш віддаленого робочого місця до найближчого евакуаційного виходу з приміщення безпосередньо назовні приведена в таблиці 5.5.

Таблиця 5.6 – Максимальна відстань до найближчого евакуаційного проходу

Об'єм приміщення, м <sup>3</sup>	Категорія приміщення	Ступінь вогнестійкості споруди	Відстань, м, при щільності людського потоку в загальному проході, люд/м <sup>3</sup>
Не залежно від об'єму	B	II	Не обмежується



Основними причинами виникнення пожеж є коротке замикання в електропровідниках, самозаймання ганчір'я, паління в недозволених місцях, розряди блискавки і порушення правил пожежної безпеки.

Обладнання повинно бути виконано в вибухобезпечному виконанні. Необхідно своєчасно проводити протипожежний інструктаж і встановлювати жорсткий протипожежний режим. Для паління відводяться та обладнуються спеціальні місця.

Для використаного обтирочного матеріалу передбачають металеві ящики з кришками та цей матеріал зберігається не більше однієї зміни.

Для запобігання пожежі від короткого замикання в провідниках їх необхідно розміщувати в металевих трубах, або гнучких, металевих кожухах.

Для захисту від блискавок, застосовують металеві стержні, які розташовані вище даху приміщення та з'єднані із землею дротом. Для оповіщення відповідних служб про пожежу застосовують телефони та теплові повідомлювачі максимальної дії ДДЛ, які спрацьовують, коли температура, навколишнього середовища досягає критичної.

## 5.5 Безпека в надзвичайних ситуаціях

### Розрахунок режимів радіаційного захисту

Визначимо можливу дозу опромінення оператора в заданих умовах радіаційного забруднення, які будуть працювати у звичайному режимі (2 зміни по 12 год.)

$$D_m = \frac{1,33 \cdot p_{1\max} \cdot \left( \sqrt[4]{t_k^3} - \sqrt[4]{t_n^3} \right)}{K_{\text{пос}}} = \frac{1,33 \cdot 1,5 \cdot \left( \sqrt[4]{13^3} - 1 \right)}{9} = 1,29 \text{ (МР)}$$

де  $t_n=1$  год. – час початку роботи після радіоактивного забруднення;

$t_k=1+12=13$  год. – час завершення роботи першої робочої зміни після радіоактивного забруднення;

$p_{1\max}=1,5$  МР/год. – рівень радіації через одну годину після радіоактивного забруднення;

$K_{\text{пос}}=9$  – коефіцієнт послаблення радіації виробничим приміщенням.

Визначимо граничне значення рівня радіації

$$p_{\text{гр}} = \frac{D_{\text{доп}} \times K_{\text{пос}}}{1,33 \cdot (\sqrt[4]{t_k^3} - \sqrt[4]{t_n^3})} = \frac{0,75 \cdot 9}{1,33 \cdot (\sqrt[4]{13^3} - \sqrt[4]{1^3})} = 0,86 \text{ (мР/год)}.$$

Оскільки можлива доза опромінення  $D_{\text{м}} > D_{\text{доп}}$  ( $1,29 > 0,75$ ) та рівень радіоактивного забруднення  $p_{1\text{макс}} > p_{\text{гр}}$  ( $1,5 > 0,86$ ) перевищують допустимі норми, тому робота в режимі 2 зміни по 12 год. неможлива. Для продовження виробничої діяльності об'єкта необхідно введення в дію режимів радіаційного захисту.

Розрахунок режимів радіаційного захисту проведемо в такій послідовності.

Визначаємо час початку роботи першої зміни, для цього знаходимо коефіцієнт  $\alpha$ :

$$\alpha = \frac{D_{\text{доп}} \times K_{\text{пос}}}{1,33 \cdot p_{1\text{макс}}} = \frac{0,75 \cdot 9}{1,33 \cdot 1,5} = 3,38.$$

Згідно довідникових даних час початку роботи першої скороченої зміни  $t_{\text{п}}=1$  год.

Для 1-ї скороченої зміни:  $t_{\text{п}} = 1$  (год),

Час закінчення роботи зміни

$$t_{\text{к1}} = \left( \frac{D_{\text{доп}} \times K_{\text{пос}} + 1,33 \cdot p_{1\text{макс}} \cdot \sqrt[4]{t_{\text{п}}^3}}{1,33 \cdot p_{1\text{макс}}} \right)^{\frac{4}{3}} = \left( \frac{0,75 \cdot 9 + 1,33 \cdot 1,5 \cdot \sqrt[4]{1^3}}{1,33 \cdot 1,5} \right)^{\frac{4}{3}} = 7,13 \approx 7 \text{ (год)}.$$

Тривалість роботи зміни

$$t_{\text{р1}} = t_{\text{к1}} - t_{\text{п}} = 7 - 1 = 6 \text{ (год)}.$$

Можлива доза опромінення зміни

$$D_{m1} = \frac{1,33 \cdot p_{1\max} \cdot (\sqrt[4]{t_{k1}^3} - \sqrt[4]{t_{n1}^3})}{K_{\text{посл}}} = \frac{1,33 \cdot 1,5 \cdot (\sqrt[4]{7^3} - \sqrt[4]{1^3})}{9} = 0,74 (\text{мР}).$$

Для 2-ї зміни:  $t_{n2} = t_{n1} + t_{p1} = 1 + 6 = 7$  (год).

Час закінчення роботи зміни

$$t_{k2} = \left( \frac{D_{\text{доп}} \times K_{\text{посл}} + 1,33 \cdot p_{1\max} \cdot \sqrt[4]{t_{n2}^3}}{1,33 \cdot p_{1\max}} \right)^{\frac{4}{3}} = \left( \frac{0,75 \cdot 9 + 1,33 \cdot 1,5 \cdot \sqrt[4]{7^3}}{1,33 \cdot 1,5} \right)^{\frac{4}{3}} = 15,06 \approx 15 (\text{год}).$$

Тривалість роботи зміни

$$t_{p2} = t_{k2} - t_{n2} = 15 - 7 = 8 (\text{год}).$$

Можлива доза опромінення зміни

$$D_{m2} = \frac{1,33 \cdot p_{1\max} \cdot (\sqrt[4]{t_{k2}^3} - \sqrt[4]{t_{n2}^3})}{K_{\text{посл}}} = \frac{1,33 \cdot 1,5 \cdot (\sqrt[4]{15^3} - \sqrt[4]{7^3})}{9} = 0,75 (\text{мР}).$$

Для 3-ї зміни:  $t_{n3} = t_{n2} + t_{p2} = 7 + 8 = 15$  (год).

Час закінчення роботи зміни

$$t_{k3} = \left( \frac{D_{\text{доп}} \times K_{\text{посл}} + 1,33 \cdot p_{1\max} \cdot \sqrt[4]{t_{n3}^3}}{1,33 \cdot p_{1\max}} \right)^{\frac{4}{3}} = \left( \frac{0,75 \cdot 9 + 1,33 \cdot 1,5 \cdot \sqrt[4]{15^3}}{1,33 \cdot 1,5} \right)^{\frac{4}{3}} = 24,28 \approx 24 (\text{год}).$$

Тривалість роботи зміни

$$t_{p3} = t_{k3} - t_{n3} = 24 - 15 = 9 (\text{год}).$$

Можлива доза опромінення зміни

$$D_{m3} = \frac{1,33 \cdot p_{1\max} \cdot (\sqrt[4]{t_{k3}^3} - \sqrt[4]{t_{n3}^3})}{K_{\text{посл}}} = \frac{1,33 \cdot 1,5 \cdot (\sqrt[4]{24^3} - \sqrt[4]{15^3})}{9} = 0,74(\text{мР}).$$

Для 4-ї зміни:  $t_{п4} = t_{п3} + t_{р3} = 15 + 9 = 24$  (год).

Час закінчення роботи зміни

$$t_{k4} = \left( \frac{D_{\text{доп}} \times K_{\text{посл}} + 1,33 \cdot p_{1\max} \cdot \sqrt[4]{t_{п4}^3}}{1,33 \cdot p_{1\max}} \right)^{\frac{4}{3}} = \left( \frac{0,75 \cdot 9 + 1,33 \cdot 1,5 \cdot \sqrt[4]{24^3}}{1,33 \cdot 1,5} \right)^{\frac{4}{3}} = 34,16 \approx 34(\text{год}).$$

Тривалість роботи зміни

$$t_{р4} = t_{k4} - t_{п4} = 34 - 24 = 10(\text{год}).$$

Можлива доза опромінення зміни

$$D_{m4} = \frac{1,33 \cdot p_{1\max} \cdot (\sqrt[4]{t_{k4}^3} - \sqrt[4]{t_{п4}^3})}{K_{\text{посл}}} = \frac{1,33 \cdot 1,5 \cdot (\sqrt[4]{34^3} - \sqrt[4]{24^3})}{9} = 0,745(\text{мР}).$$

Для 5-ї зміни:  $t_{п5} = t_{п4} + t_{р4} = 24 + 10 = 34$  (год).

Час закінчення роботи зміни

$$t_{k5} = \left( \frac{D_{\text{доп}} \times K_{\text{посл}} + 1,33 \cdot p_{1\max} \cdot \sqrt[4]{t_{п5}^3}}{1,33 \cdot p_{1\max}} \right)^{\frac{4}{3}} = \left( \frac{0,75 \cdot 9 + 1,33 \cdot 1,5 \cdot \sqrt[4]{34^3}}{1,33 \cdot 1,5} \right)^{\frac{4}{3}} = 45,12 \approx 45(\text{год}).$$

Тривалість роботи зміни

$$t_{р5} = t_{k5} - t_{п5} = 45 - 34 = 11(\text{год}).$$

Можлива доза опромінення зміни

$$D_{m5} = \frac{1,33 \cdot p_{1\max} \cdot \left( \sqrt[4]{t_{k5}^3} - \sqrt[4]{t_{n5}^3} \right)}{K_{\text{посл}}} = \frac{1,33 \cdot 1,5 \cdot \left( \sqrt[4]{45^3} - \sqrt[4]{34^3} \right)}{9} = 0,745 (\text{мР}).$$

Для 6-ї зміни:  $t_{п6} = t_{п5} + t_{р5} = 45 - 34 = 11$  (год).

Час закінчення роботи зміни

$$t_{к6} = \left( \frac{D_{\text{дор}} \times K_{\text{посл}} + 1,33 \cdot p_{1\max} \cdot \sqrt[4]{t_{п6}^3}}{1,33 \cdot p_{1\max}} \right)^{\frac{4}{3}} = \left( \frac{0,75 \cdot 9 + 1,33 \cdot 1,5 \cdot \sqrt[4]{45^3}}{1,33 \cdot 1,5} \right)^{\frac{4}{3}} = 57,05 \approx 57 (\text{год}).$$

Тривалість роботи зміни

$$t_{р6} = t_{к6} - t_{п6} = 57 - 45 = 12 (\text{год}).$$

Можлива доза опромінення зміни

$$D_{m6} = \frac{1,33 \cdot p_{1\max} \cdot \left( \sqrt[4]{t_{к6}^3} - \sqrt[4]{t_{п6}^3} \right)}{K_{\text{посл}}} = \frac{1,33 \cdot 1,5 \cdot \left( \sqrt[4]{57^3} - \sqrt[4]{45^3} \right)}{9} = 0,748 (\text{мР}).$$

Згідно проведеного розрахунку роботу в дві зміни на підприємстві можна буде розпочинати через 34 год. після радіоактивного забруднення.

Крім того для захисту працівників в таких умовах роботи доцільно взяти таких додаткових заходів: незайнятих на виробництві працівників евакуювати; укрити зміну, що знаходиться на відпочинку в сховищі; забезпечити працівників засобами індивідуального захисту; систематично проводити прибирання у виробничих приміщеннях; провести герметизацію виробничого приміщення та встановити протипилові фільтри у вентиляційну систему; провести йодну

профілактику персоналу; максимально обмежити пересування працівників по відкритій місцевості.

### 5.6 Висновки до розділу

1. Для запобігання пожежі від короткого замикання в провідниках їх необхідно розміщувати в металевих трубах, або гнучких, металевих кожухах.

2. Для захисту від блискавок, застосовують металеві стержні, які розташовані вище даху приміщення та з'єднані із землею дротом.

3. Для оповіщення відповідних служб про пожежу застосовують телефони та теплові повідомлювачі максимальної дії, які спрацьовують, коли температура, навколишнього середовища досягає критичної.

4. Згідно проведеного розрахунку роботу в дві зміни на підприємстві можна буде розпочинати через 34 год. після радіоактивного забруднення.

## ВИСНОВКИ

В роботі виконані нові науково-технічні рішення, спрямовані на підвищення продуктивності і надійності кувальних пресів з насосно-акумуляторним приводом на основі розробки раціональних за швидкістю режимів їх роботи при розвантаженні робочих циліндрів від тиску і зворотному ході, а також нових пристроїв і рекомендацій для їх реалізації у виробництві.

1. Встановлено, що процеси руху поперечки на зворотному ході та розвантаження робочих циліндрів від тиску не є оптимальними по швидкодії, а пристрої керування не забезпечують раціональних режимів їх здійснення. Існуючі математичні моделі цих етапів роботи преса не дозволяють провести детальний аналіз динамічних процесів, що відбуваються в гідросистемі.

2. Встановлено, що існуючі конструкції наповнювально-зливних клапанів не забезпечують швидкого і безударного розвантаження робочих циліндрів від тиску.

3. Аналіз розробленої математичної моделі процесу розвантаження робочих циліндрів від тиску показав, що:

- швидке і ударне розвантаження робочих циліндром від тиску безпосередньо в наповнювально-зливну магістраль здійснюється відкриттям наповнювально-зливного клапану з дрослюючим елементом, інтенсивно поглинаючим накопичену за робочий хід потенційну енергію рідини і металоконструкції преса;

- показник конструктивної характеристики дрослюючого елемента наповнювально-зливного клапан повинен бути в межах не менше 1,0, час відкриття – не менше 0,2с і коефіцієнт  $\alpha$  – не менше 0,8. При цьому час розвантаження зменшується на 75%, знижується інтенсивність охолодження заготовки і знос робочих бойків.

4. Запропоновано для впровадження у виробництво цілий ряд пристроїв, що дозволяють поліпшити якість і надійність керування кувальними пресами з насосно-акумуляторним приводом.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Пристрій керування зворотнім ходом ковальських машин з гідроприводом [Електронне видання] / Антонюк Д.В. – Всеукраїнська науково-практична Інтернет-конференція студентів, аспірантів та молодих науковців «МОЛОДЬ В НАУЦІ: ДОСЛІДЖЕННЯ, ПРОБЛЕМИ, ПЕРСПЕКТИВИ-2019», Вінниця 2019. Режим доступу: <https://conferences.vntu.edu.ua/index.php/mn/mn2020>.
2. Машиностроение. Энциклопедия/ Ред.совет: К.В. Фролов и др. – М: Машиностроение, 2005. – ТЛУ-4: Машины и оборудование кузнечно-штамповочного и литейного производства/ Ю.А. Бочаров, И.В. Матвеевко и др.; Под общ.ред. Ю.А.Бочарова, И.В. Матвеевко. – 926с.
3. Петров Н.Б. Кузнечно-штамповочное оборудование. Гидропрессы: Учебное пособие. – М.: Машиностроение-1, Орел: ОрелГТУ, 2004. – 140с.
4. Корнилов В.П., Синицкий В.И. Гидропривод в кузнечно-штамповочном оборудовании. – М.: Машиностроение, 2002. – 224 с.
5. Искович-Лотоцкий Ростислав Дмитриевич. Гидровибрационные машины обработки давлением (состояние и перспективы развития) / Р.Д. Искович-Лотоцкий, Р.Р. Обертюх, А.А. Гуменчук // Вестн. машиностроения. – 1993. – №12. – С. 8–12.
6. Искович-Лотоцкий Ростислав Дмитриевич. Машины вибрационного и виброударного действия / Р.Д. Искович-Лотоцкий, И.Б. Матвеев, В.А. Крат. – К.: Техніка, 1982. – 576 с.
7. Искович-Лотоцкий Ростислав Дмитриевич. До питання синтезу схем гідроімпульсних вібромашин з декількома робочими ланками / Р.Д. Искович-Лотоцкий, Р.Р. Обертюх // Вісник Вінницького політехнічного інституту. – 1994. – №1(2). – С. 82 – 88.
8. Искович-Лотоцкий Ростислав Дмитриевич. Гидроимпульсный привод установки для виброабразивной очистки внутренних поверхностей трубчатых изделий / Р. Д. Искович-Лотоцкий, Н.Н. Вирнык // Гидропривод и



гидропневмоавтоматика. Респ. межв. научн.-техн. Сборник. – 1992. – Вып. 27. – С. 83–86.

9. Сурков А.И., Курович А.Н. Обеспечение прочностной надежности базовых деталей мощных гидравлических прессов на стадиях проектирования и эксплуатации // Тяжелое машиностроение – 2003. – №5. – С. 34–36.

10. Сурков И.А., Моисеев А.П. Установление причин и предупреждение разрушений цилиндров мощных гидравлических прессов // Кузнечно-штамповочное производство. Обработка материалов давлением. – 2004. – №5. – С. 52–56.

11. Белов А.Ф., Розанов Б.В., Линц В.П. Объемная штамповка на гидравлических прессах. – М.: Машиностроение, 1986. – 256с.

12. Кузнечно-штамповочное оборудование/ Под ред. А.Н. Банкетова, Е.Н. Ланского. – М.: Машиностроение, 1982. – 575с.

13. И. Живов Л.И., Овчинников. Кузнечно-штамповочное оборудование. Прессы. – 2-е изд., перераб. и доп. – К.: Вища школа, 1981. – 376с.

14. Добринский Н.С. Гидравлический привод прессов. – М.: Машиностроение, 1975.–222с.

15. Мюллер Э. Гидравлические прессы и их приводы. – М.: Машиностроение, 1965. – 316с.

16. Гидравлические прессы. Некоторые конструкции и расчеты/ Под ред Б.П. Васильева. – М.: Машиностроение, 1966. – 436с.

17. Бочаров Ю.А., Прокофьев В.Н. Гидропривод кузнечно-прессовых машин. – М.: Высшая школа, 1969. – 247с.

18. Михеев В.А., Ям В.М., Поляков Б.И. Модернизация гидропрессового оборудования. — М.–Л.: Машгиз, 1961. – 250с.

19. Койрес В. И. Анализ работы конструкций подъемных и уравновешивающих цилиндров мощных ковочных гидравлических прессов // Кузнечно-штамповочное производство. – 1987. – №2. – С. 19–22.

20. Устинов В.Е., Бочанов П.А. Моделирование процесса разгрузки

гидравлического ковочного пресса// Удосконалення процесів і обладнання обробки тиском в металургії і машинобудуванні: Тематич. зб. Наук. пр. – ДЦМА: Краматорськ. – 2002. – С.477–480.

21. Бочанов П.А., Устинов В.Е. Анализ процесса декомпрессии рабочих цилиндров пресса/ Удосконалення процесів і обладнання обробки тиском в металургії і машинобудуванні: Тематич. зб. наук. пр. – Краматорськ: ДЦМА, 2006. – С.459–461.

22. Филиппов И.Б. Тормозные устройства пневмоприводов промышленных роботов: Обзор. – М.: НИИМаш, 1984. – с.23–38. Сер. С–5. Гидравлическое и пневматическое оборудование.

23. Левитский Н.И., Цуханова Е.А. Расчет управляющих устройств для торможения гидроприводов. – М: Машиностроение, 1970. – 232с.

24. Свешников В.К. Станочные гидроприводы: Справочник. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1995. – 448с.

25. Цуханова Е.А. Динамический синтез дроссельных управляющих устройств гидроприводов. – М.: Наука, 1978. – 255с.

26. Сеницкий В.М. Исследование динамики быстроходных гидравлических прессов// Кузнечно-штамповочное производство. – 1995. – №8. – С.22–25.

27. Тарко Л. М. Ускорение частей гидропресса // Кузнечно-штамповочное производство. – 1987. – №4. – С.26–27.

28. Сеницкий В.М. Волновые процессы в трубопроводах прессов, оснащенных компенсатором гидроударов // Кузнечно-штамповочное производство. – 1995. – №9. – С.22–24.

29. Добринский Н.С., Лыжников Е.И. Гидравлический удар в трубопроводе распределитель — рабочий цилиндр ковочного пресса // Кузнечноштамповочное производство. – 1972. – №11. – С.32–34.

30. Лыжников Е.И., Сафонов В.И. Анализ гидравлического удара, возникающего в сливной магистрали пресса// Кузнечно-штамповочное производство. – №9. – С. 19–21.

31. Беляев Ю. В., Киселев Н. Н., Кагановский Ф. И., Славецкий-

Котвитский Э. С. Процессы, происходящие в гидравлических прессах при мгновенном исчезновении технологической нагрузки // Кузнечноштамповочное производство. – 1969. – №10. – С.25–28.

32. Гелерман Б. М. Исследование динамических процессов в гидравлических системах кузнечно-прессовых машин // Кузнечно-штамповочное производство. – 1989. – №2. – С.27–31.

33. Кожевников В. И., Половина И. Н., Москалюк С. Е. Экспериментальное исследование напряжений в трубопроводах ковочного пресса усилием 20МН// Кузнечно-штамповочное производство. – 1992. – №8. – С. 15–17.

34. Фельдблюм И. Э., Топалер С. М. Влияние упругости рабочей жидкости и элементов конструкции гидравлического пресса на его работу// Кузнечно-штамповочное производство. – 1969. – №7. – С.27–30.

35. Попов Н.И. Метод оценки влияния сжимаемости жидкости на динамику переходных процессов в гидросистемах прессов// Кузнечно-штамповочное производство. – 1981. – №10. – С.25–26.

36. Бочаров Ю.А. Основы общей теории гидравлических кузнечно-штамповочных машин// Машины и технология обработки металлов давлением: Труды МВТУ им. Н.Э. Баумана – Москва, 1980. – С. 12–40.

37. Беляев С.Н., Анни В.А., Топалер С.М., Воробьев В.А. Исследование гидравлического пресса с приводом от аккумулятора с регулируемым давлением// Кузнечно-штамповочное производство. – 1972. – №11. – С.28–31.

38. Данилов Ю.А., Кирилловский Ю.Л., Колпаков Ю.Г. Аппаратура объемных гидроприводов: Рабочие процессы и характеристики. – М.: Машиностроение, 1990. – 272с.

39. Праздников А.В. Гидропривод в металлургии. – М.: Металлургия, 1973. –258с.

40. Андронов Г.Ф., Ионкин А.Я., Михайлов А.И. О безударной разгрузке цилиндров гидравлических прессов// Кузнечно-штамповочное производство. – 1976. – №10. С.31–33.

41. Гойдо М.Е., Бодров В.В., Багаутдинов Р.М., Алексеев М.А. Снижение колебаний давления в наполнительно-сливном трубопроводе гидросистемы ковочного пресса// Кузнечно-штамповочное производство. – 2005. –№4. – С.30–36.

42. Методичні вказівки до виконання студентами магістрами наукового напрямку економічної частини магістерських кваліфікаційних робіт / Уклад. В. О. Козловський – Вінниця: ВНТУ, 2012. – 22с.

43. Козловський В.О. Техніко-економічні обґрунтування та економічні розрахунки в дипломних проектах та роботах. Навчальний посібник. – Вінниця: ВДТУ, 2003. – 75с.

44. Кавецький В. В. Економічне обґрунтування інноваційних рішень в машинобудуванні: навчальний посібник / В. В. Кавецький, В. О. Козловський. – Вінниця : ВНТУ, 2016. –100 с

Додаток А  
(обов'язковий)

ВНТУ

ЗАТВЕРДЖУЮ

Зав. кафедри ГМ,

д.т.н., проф.

Л. К. Поліщук

“ \_\_\_ ” \_\_\_\_\_ 2019 р.

ТЕХНІЧНЕ ЗАВДАННЯ  
на магістерську кваліфікаційну роботу

ПРИСТРІЙ КЕРУВАННЯ ЗВОРОТНІМ ХОДОМ КОВАЛЬСЬКИХ МАШИН З  
ГІДРОПРИВОДОМ

08-27.МКР.001.00.000 ТЗ

Керівник проекту

д.т.н., проф. кафедри ГМ

Р. Д. Іскович-Лотоцький

Виконавець: ст. гр. 1ГМ-18м

Антонюк Д. В.

Вінниця 2019

### 1 Найменування і область застосування

Найменування – спеціальне гідравлічне обладнання керування зворотнім ходом ковальських машин з гідроприводом. Область застосування: машина є одним із відомих пристроїв, які застосовуються для виготовлення заготовок методом кування.

### 2 Основа для розробки

Основою для розробки даної магістерської кваліфікаційної роботи (МКР) є індивідуальне завдання на МКР та наказ ректора по ВНТУ про затвердження тем МКР.

### 3 Мета і призначення розробки

Метою і призначенням розробки є розробка спеціальних пристроїв керування зворотнім ходом ковальських машин з гідроприводом. Призначення розробки – виготовлення заготовок методом кування.

### 4 Джерела розробки

Список використаних джерел розробки

1. Машиностроение. Энциклопедия/ Ред.совет: К.В. Фролов и др. – М: Машиностроение, 2005. – ТЛУ-4: Машины и оборудование кузнечно-штамповочного и литейного производства/ Ю.А. Бочаров, И.В. Матвеевко и др.; Под общ.ред. Ю.А. Бочарова, И.В. Матвеевко. – 926с.

2. Искович-Лотоцкий Ростислав Дмитриевич. Гидровибрационные машины обработки давлением (состояние и перспективы развития) / Р.Д. Искович-Лотоцкий, Р.Р. Обертюх, А.А. Гуменчук // Вестн. машиностроения. – 1993. – №12. – С. 8–12.

3. Искович-Лотоцкий Ростислав Дмитриевич. Машины вибрационного и виброударного действия / Р.Д. Искович-Лотоцкий, И.Б. Матвеев, В.А. Крат. – К.: Техніка, 1982. – 576 с.

4. Искович-Лотоцкий Ростислав Дмитриевич. До питання синтезу схем гідроімпульсних вібр машин з декількома робочими ланками / Р.Д. Искович-Лотоцкий, Р.Р. Обертюх // Вісник Вінницького політехнічного інституту. – 1994. – №1(2). – С. 82 – 88.

5. Искович-Лотоцкий Ростислав Дмитриевич. Гидроимпульсный привод установки для виброабразивной очистки внутренних поверхностей трубчатых изделий / Р. Д. Искович-Лотоцкий, Н.Н. Вирнык // Гидропривод и гидропневмоавтоматика. Респ. межв. научн.-техн. Сборник. – 1992. – Вып. 27. – С. 83–86.

## 5 Технічні вимоги

### 5.1 Склад виробу і вимоги до конструкції

– клапан складається корпусу, штоку, на якому розміщуються дроселюючі елементи;

конструктивні вимоги до установки та її складових частин:

– орієнтовані розміри клапану 300×600 мм;

– регулювання органів керування – безступінчасте;

– вимоги монтажно-придатності до продукції – поставка в зібраному вигляді;

– захист від вологи, шкідливих випаровувань та корозії, здійснюється за рахунок герметичності та покриттів;

– деталі, вузли установки, повинні виготовлятися з матеріалів стійких до дії миючих засобів, мастила

### 5.2 Показники призначення

– діапазон регулювання частоти клапанів – (10...50)Гц;

– тиск робочого ходу – 20...32 МПа;;

– швидкість робочого переміщення поперечини пресу – до 200 мм/с.

5.3 Вимоги до технологічності розробки, виробництва і експлуатації – конструкція деталей установки повинна бути такою, щоб забезпечувати їх виготовлення без застосування спеціального обладнання і устаткування.

5.4 Вимоги безпеки життєдіяльності – забезпечується безпека під час монтажу, і ремонті. Допустимі рівні вібраційних і шумових навантажень, допустимі випаровування у відповідності з санітарними нормами. Повинні бути розроблені заходи, що забезпечують технічну безпеку під час монтажу, експлуатації і ремонті.

5.5 Конструкція повинна відповідати естетичним і ергономістичним вимогам, повинна бути зручною в обслуговуванні і управлінні.

5.6 Матеріали, що використовуються для деталей установки слід вибирати відповідно до рекомендацій, що застосовують під час виготовлення контрольно-розподільної гідроапаратури.

5.7 Умови експлуатації, вимоги до технічного обслуговуванню і ремонту:

– умови експлуатації, при яких повинно забезпечуватися використання продукції з заданими технічними показниками – продукція призначена для використання у середньопівденних кліматичних умовах;

– час підготовки продукції до використання після транспортування і зберігання – 1 год;

– вид обслуговування періодичний;

– періодичність і орієнтовна трудомісткість технічного обслуговування і ремонту – 4 дні (один раз в три місяці);

5.8 Вимоги до транспортуванню і збереженню

– можливість транспортування на будь-якому виді транспортних засобів

– захист від ударів під час завантаження і розвантаження

– зберігання на складі готової продукції

– зберігання у законсервованому вигляді

– складування на стелажах.

6 Економічні показники:

– орієнтований економічний ефект від використання нової розробки становить 75967,68 грн,

– освоєння виробництва продукції,

– економічна перевага розробленої продукції у порівнянні з кращими зразками.



## 7 Стадії і етапи розробки

7.1 Розробка технічного завдання.

7.2 Огляд відомих конструкцій пристроїв та особливостей процесу керування зворотнім ходом ковальських машин з гідроприводом.

7.3 Аналіз принципів схем можливих варіантів пристроїв для керування зворотнім ходом ковальських машин з гідроприводом.

7.4 Описання конструктивної будови пристроїв керування зворотнім ходом ковальських машин.

7.5 Розробка методики проектного розрахунку та розрахунок основних параметрів установки.

7.6 Техніко-економічні розрахунки, розробка заходів безпеки життєдіяльності.

7.7 Оформлення текстових документацій та ілюстративних матеріалів для захисту дипломного проекту.

## 8 Порядок контролю і прийомки

- рубіжний контроль виконання окремих розділів проекту;
- попередній захист МКР;
- захист МКР перед ЕК;

Додаток А  
(обов'язковий)

ВНТУ

ЗАТВЕРДЖУЮ

Зав. кафедри ГМ,

д.т.н., проф.

Л. К. Поліщук

“ \_\_\_ ” \_\_\_\_\_ 2019 р.

ТЕХНІЧНЕ ЗАВДАННЯ

на магістерську кваліфікаційну роботу

ПРИСТРІЙ КЕРУВАННЯ ЗВОРОТНІМ ХОДОМ КОВАЛЬСЬКИХ МАШИН  
З ГІДРОПРИВОДОМ

08-27.МКР.001.00.000 ТЗ

Керівник проекту

д.т.н., проф. кафедри ГМ

Р. Д. Іскович-Лотоцький

Виконавець: ст. гр. 1ГМ - 18м

Антонюк Д. В.

Вінниця 2019

## 1 Найменування і область застосування

Найменування – спеціальне гідравлічне обладнання керування зворотнім ходом ковальських машин з гідроприводом. Область застосування: машина є одним із відомих пристроїв, які застосовуються для виготовлення заготовок методом кування.

## 2 Основа для розробки

Основою для розробки даної магістерської кваліфікаційної роботи (МКР) є індивідуальне завдання на МКР та наказ ректора по ВНТУ про затвердження тем МКР.

## 3 Мета і призначення розробки

Метою і призначенням розробки є розробка спеціальних пристроїв керування зворотнім ходом ковальських машин з гідроприводом. Призначення розробки – виготовлення заготовок методом кування.

## 4 Джерела розробки

Список використаних джерел розробки

1. Машиностроение. Энциклопедия/ Ред.совет: К.В. Фролов и др. – М: Машиностроение, 2005. – ТЛУ-4: Машины и оборудование кузнечно-штамповочного и литейного производства/ Ю.А. Бочаров, И.В. Матвеевко и др.; Под общ.ред. Ю.А. Бочарова, И.В. Матвеевко. – 926с.

2. Искович-Лотоцкий Ростислав Дмитриевич. Гидровибрационные машины обработки давлением (состояние и перспективы развития) / Р.Д. Искович-Лотоцкий, Р.Р. Обертюх, А.А. Гуменчук // Вестн. машиностроения. – 1993. – №12. – С. 8–12.

3. Искович-Лотоцкий Ростислав Дмитриевич. Машины вибрационного и виброударного действия / Р.Д. Искович-Лотоцкий, И.Б. Матвеев, В.А. Крат. – К.: Техніка, 1982. – 576 с.

4. Искович-Лотоцкий Ростислав Дмитриевич. До питання синтезу схем гідроімпульсних вібромашин з декількома робочими ланками / Р.Д. Искович-Лотоцкий, Р.Р. Обертюх // Вісник Вінницького політехнічного інституту. – 1994. – №1(2). – С. 82 – 88.

5. Искович-Лотоцкий Ростислав Дмитриевич. Гидроимпульсный привод установки для виброабразивной очистки внутренних поверхностей трубчатых изделий / Р. Д. Искович-Лотоцкий, Н.Н. Вирный // Гидропривод и гидропневмоавтоматика. Респ. межв. научн.-техн. Сборник. – 1992. – Вып. 27. – С. 83–86.

## 5 Технічні вимоги

### 5.1 Склад виробу і вимоги до конструкції

– клапан складається корпусу, штоку, на якому розміщуються дроселюючі елементи;

конструктивні вимоги до установки та її складових частин:

- орієнтовані розміри клапану 500×600 мм;
- регулювання органів керування – безступінчасте;
- вимоги монтажної придатності до продукції – поставка в зібраному вигляді;
- захист від вологи, шкідливих випаровувань та корозії, здійснюється за рахунок герметичності та покриттів;
- деталі, вузли установки, повинні виготовлятися з матеріалів стійких до дії миючих засобів, мастила

#### 5.2 Показники призначення

- діапазон регулювання частоти клапанів – (10...50)Гц;
- тиск робочого ходу – 20...32 МПа;;
- швидкість робочого переміщення поперечини пресу – до 200 мм/с.

5.3 Вимоги до технологічності розробки, виробництва і експлуатації – конструкція деталей установки повинна бути такою, щоб забезпечувати їх виготовлення без застосування спеціального обладнання і устаткування.

5.4 Вимоги безпеки життєдіяльності – забезпечується безпека під час монтажу, і ремонту. Допустимі рівні вібраційних і шумових навантажень, допустимі випаровування у відповідності з санітарними нормами. Повинні бути розроблені заходи, що забезпечують технічну безпеку під час монтажу, експлуатації і ремонту.

5.5 Конструкція повинна відповідати естетичним і ергономістичним вимогам, повинна бути зручною в обслуговуванні і управлінні.

5.6 Матеріали, що використовуються для деталей установки слід вибирати відповідно до рекомендацій, що застосовують під час виготовлення контрольно-розподільної гідроапаратури.

5.7 Умови експлуатації, вимоги до технічного обслуговуванню і ремонту:

- умови експлуатації, при яких повинно забезпечуватися використання продукції з заданими технічними показниками – продукція призначена для використання у середньоширотних кліматичних умовах;
- час підготовки продукції до використання після транспортування і зберігання – 1 год;
- вид обслуговування періодичний;
- періодичність і орієнтовна трудомісткість технічного обслуговування і ремонту – 4 дні (один раз в три місяці);

#### 5.8 Вимоги до транспортуванню і збереженню

- можливість транспортування на будь-якому виду транспортних засобів
- захист від ударів під час завантаження і розвантаження
- зберігання на складі готової продукції
- зберігання у законсервованому вигляді
- складування на стелажах.

#### 6 Економічні показники:

- орієнтований економічний ефект від використання нової розробки становить 75967,68 грн,

- освоєння виробництва продукції,
- економічна перевага розробленої продукції у порівнянні з кращими зразками.

## 7 Стадії і етапи розробки

7.1 Розробка технічного завдання.

7.2 Огляд відомих конструкцій пристроїв та особливостей процесу керування зворотнім ходом ковальських машин з гідроприводом.

7.3 Аналіз принципів схем можливих варіантів пристроїв для керування зворотнім ходом ковальських машин з гідроприводом.

7.4 Описання конструктивної будови пристроїв керування зворотнім ходом ковальських машин.

7.5 Розробка методики проектного розрахунку та розрахунок основних параметрів установки.

7.6 Техніко-економічні розрахунки, розробка заходів безпеки життєдіяльності.

7.7 Оформлення текстових документацій та ілюстративних матеріалів для захисту дипломного проекту.

## 8 Порядок контролю і прийомки

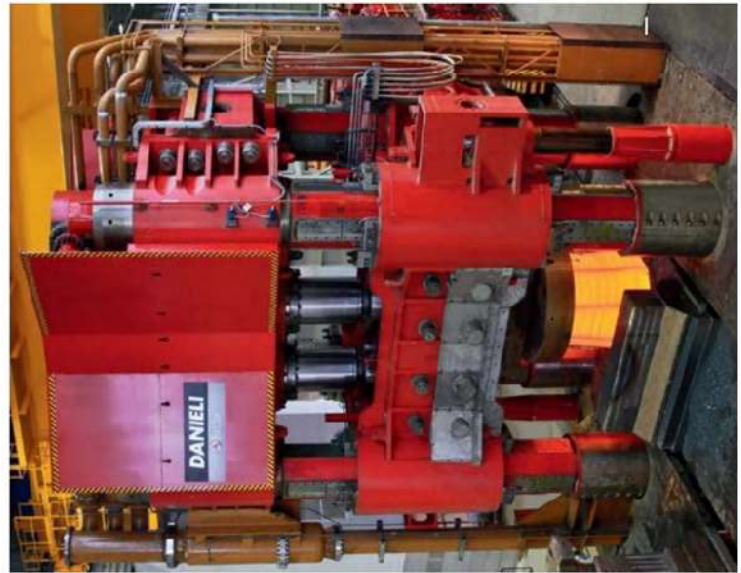
- рубіжний контроль виконання окремих розділів проекту;
- попередній захист МКР;
- захист МКР перед ЕК;

ВНТУ Галузеве машинобудування

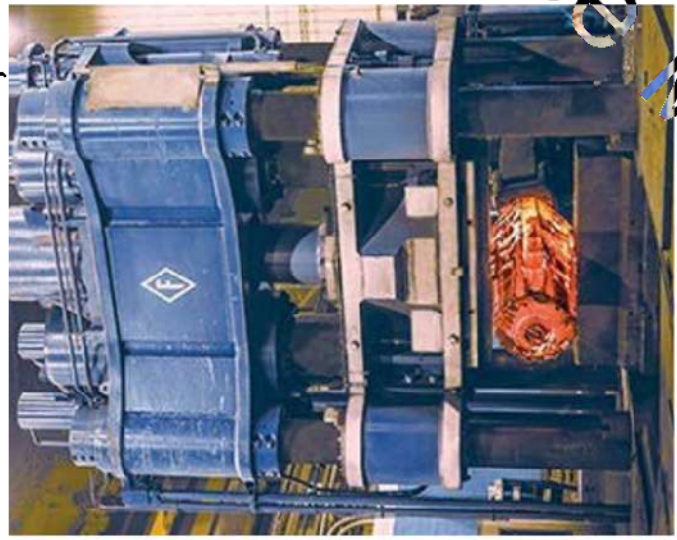
ІЛЮСТРАТИВНА ЧАСТИНА

# Ковальські машини провідних світових фірм

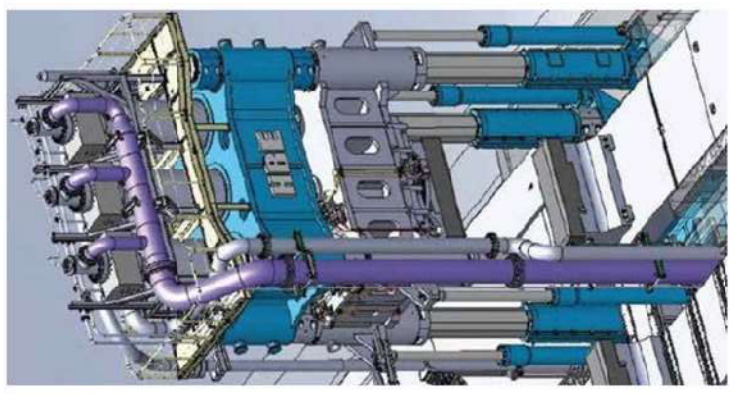
Рисунок 1.2. Гравальні преси провідних світових виробників DANIELI (а), FINKL (б), HBM (в), HBE (г) та ZDAS (д)



а)



б)



в)



г)



д)

# МАШИНОБУДУВАННЯ

Ковальські машини провідних світових фірм



а)



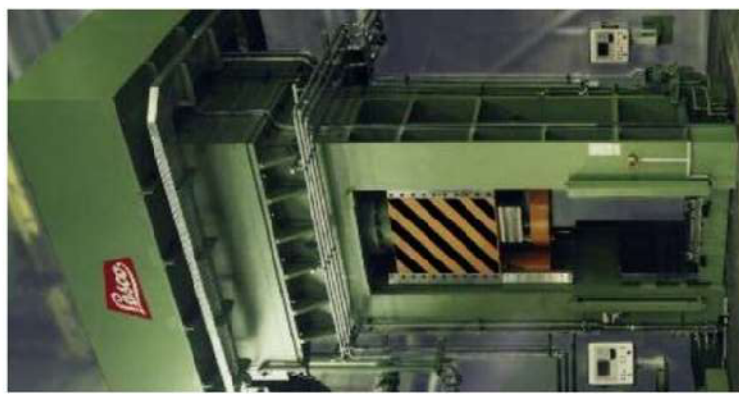
б)

ВНТУ  
Укробороне

Рисунок П.1 – Гороблічні преси німецьких фірм  
SIMPELKAMP (а), SMS Meer (б),  
WERKZEUGE PAHNKE & SCHULER (в), LASCO (г)



в)

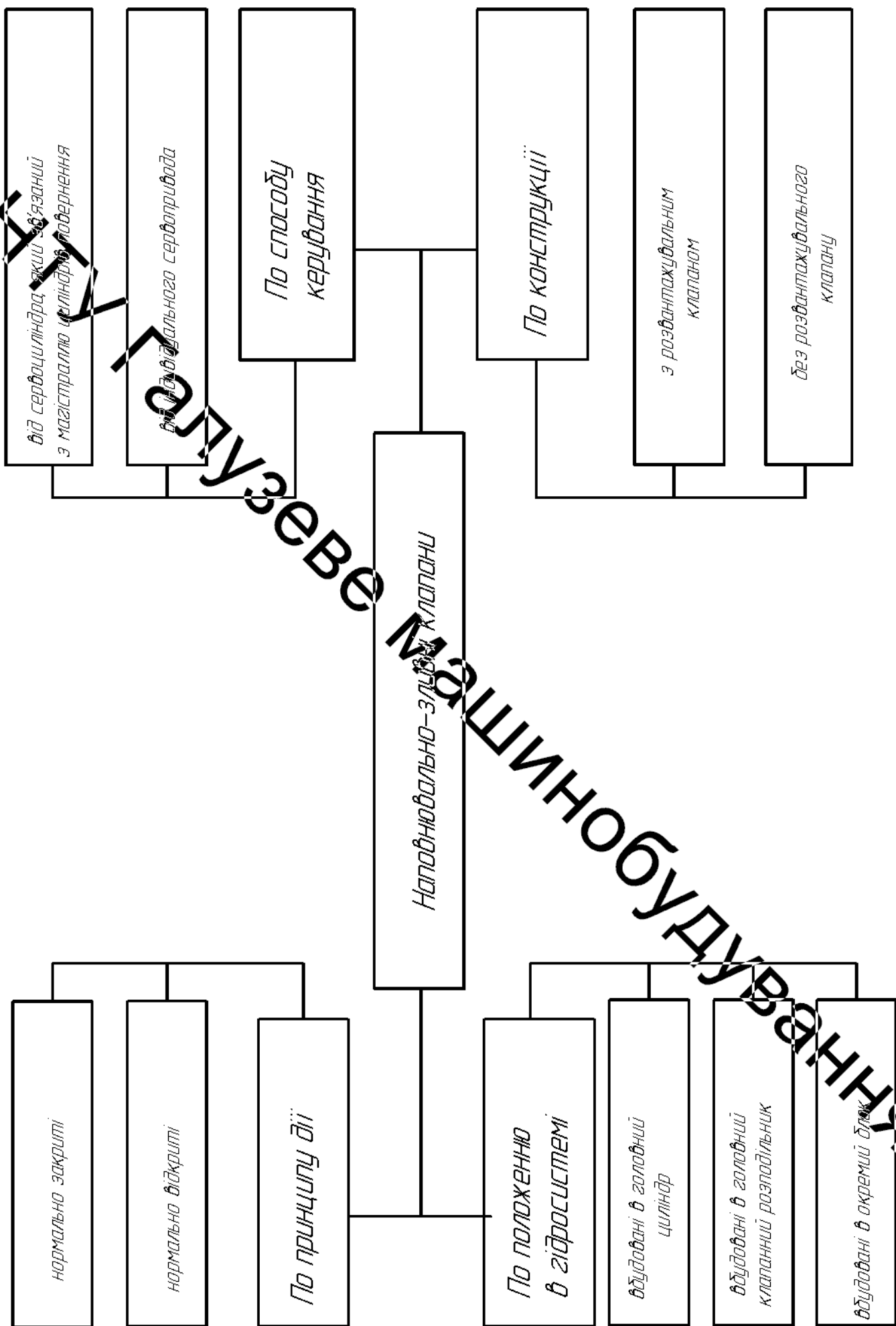


г)

Машинобудування



# Класифікація наповнювачально-зливних клапанів



Типове обладнання для керування роботою ковальських машин

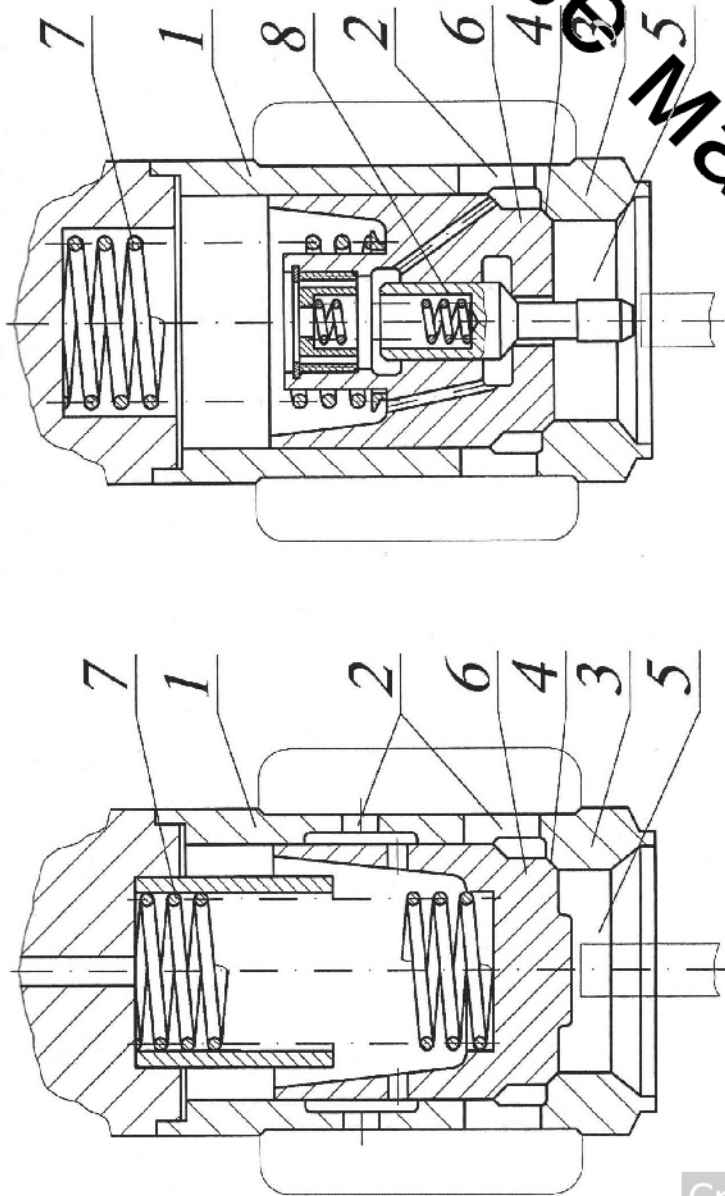


Рисунок П.4.1 – Конструкції розвантажувальних клапанів

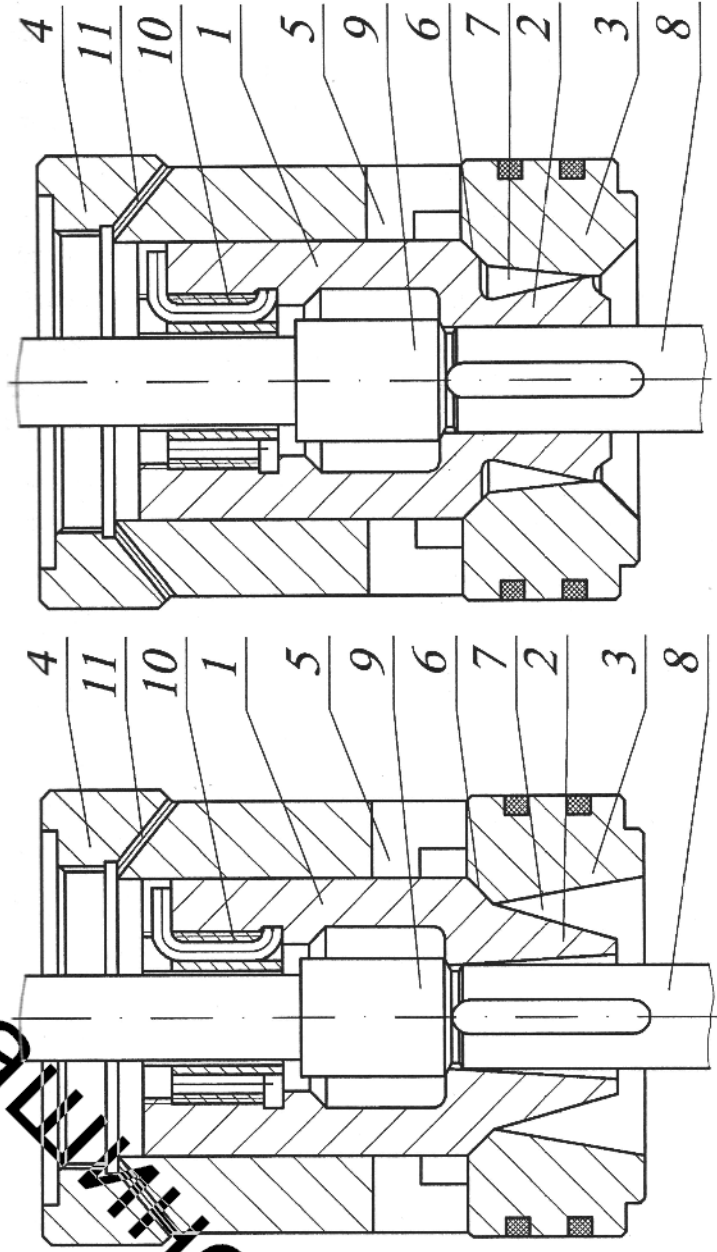


Рисунок П.4.2 – Конструкції наповнювальних зливних клапанів

Кут конусності отвору сібла в визначається за формулою

$$\text{tg } \beta = \frac{1}{2 \cdot h_{\text{кл}}} \cdot \left( \sqrt{1,27 \cdot f_{\text{кр}} - d_c^2} - d_c \right),$$

для плоскої моделі критичного перерізу або дільш точно за визначенням:

$$f_{\text{кр}} = \pi \cdot h_{\text{кл}} \cdot \sin \beta \cdot (d_c + h_{\text{кл}} \cdot \sin \beta \cdot \cos \beta)$$

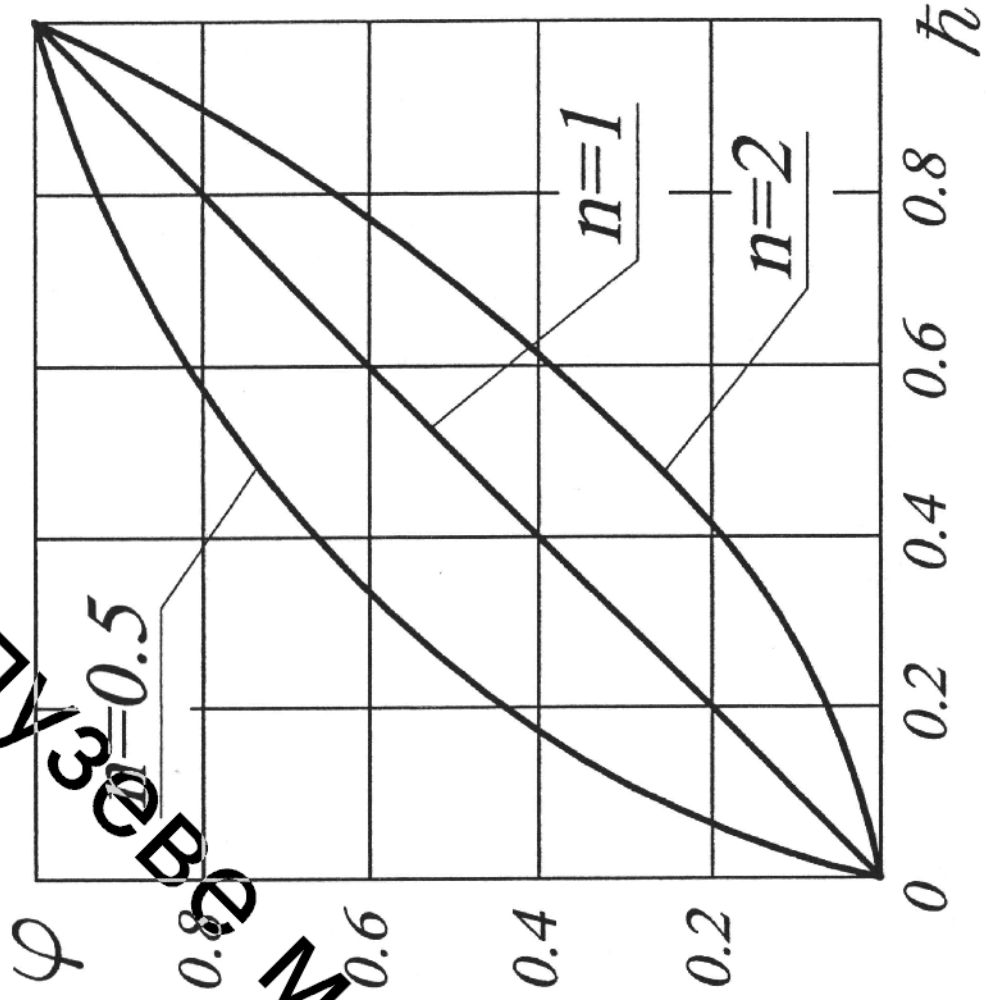
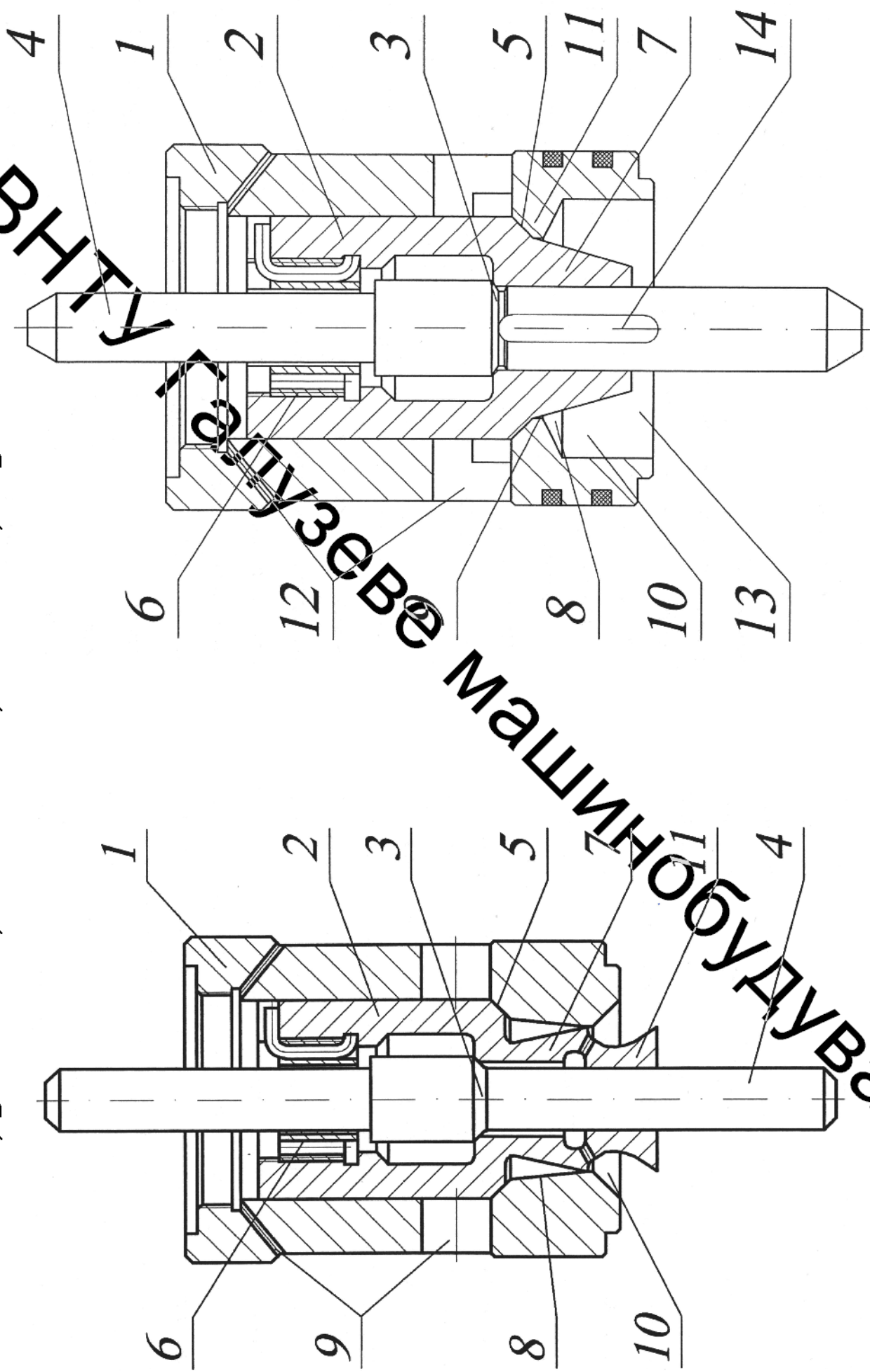


Рисунок П.5 – Гістограм для визначення конструктивних характеристик дросельних клапанів

Конструкції модернізованих дросельно-регулюючих клапанів



оснащений відбілювачом 11 інструменту робочої рідини

оснащений дросельник каналом з у вигляді пояску

Рисунок П.6 – Модернізовані дросельно-регулюючі клапани

Конструкції нових дросельно-регулюючих клапанів

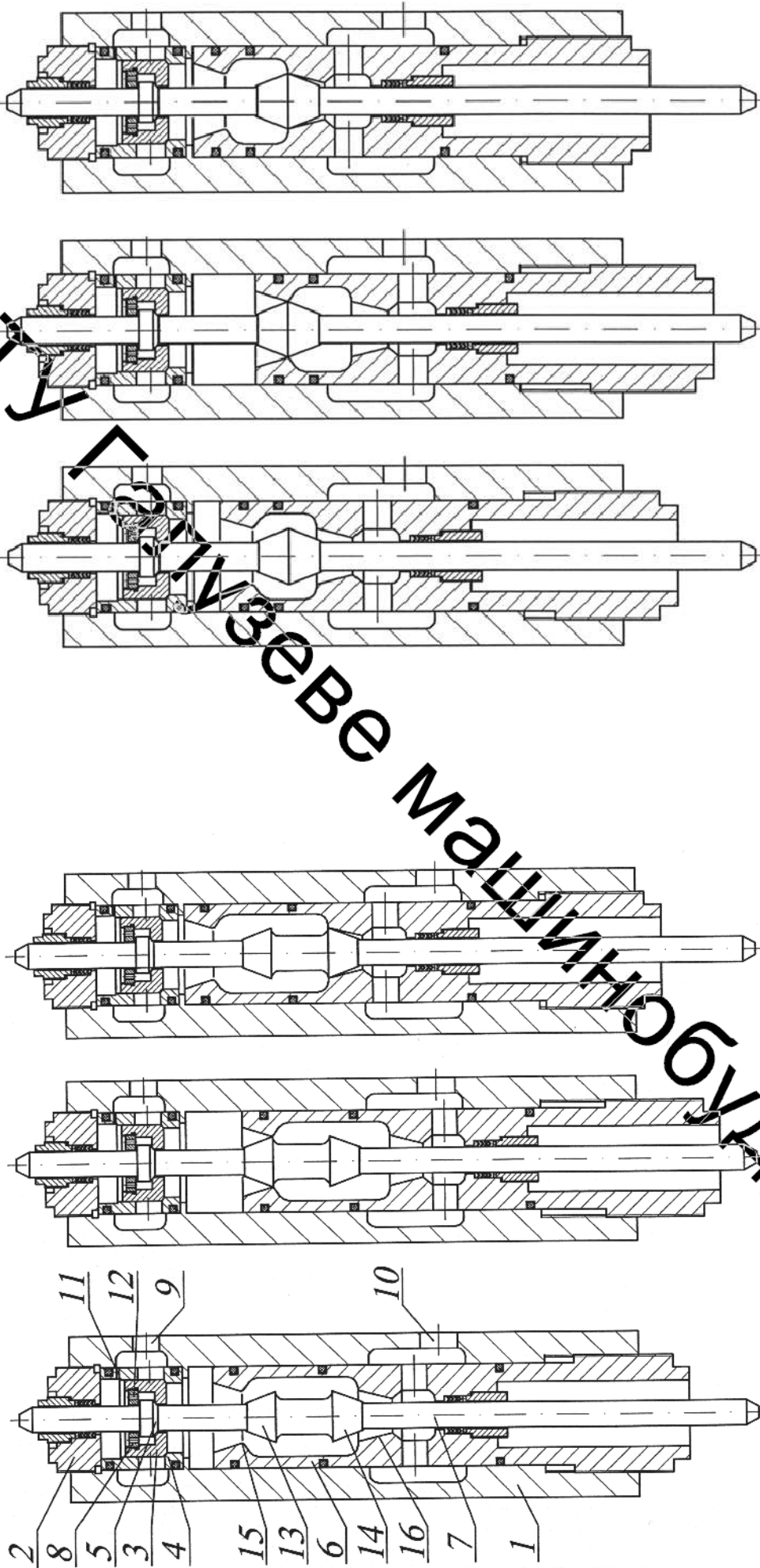


Рисунок П.7.1 – Дросельно-регулюючий клапан з рознесеними на штиці дросельючими елементами

Рисунок П.7.2 – Дросельно-регулюючий клапан з рознесеними на штиці дросельючими елементами

# Математичний аналіз зворотнього руху поперечини преса

$$S = \frac{a}{b} \operatorname{Inch} \left( \frac{\sqrt{c \cdot b}}{a} \cdot t \right);$$

шлях рухомої поперечини

$$V = \sqrt{\frac{c}{b}} \operatorname{th} \left( \frac{\sqrt{c \cdot b}}{a} \cdot t \right);$$

швидкість рухомої поперечини

$$J = \frac{c}{a} \left[ 1 - \operatorname{th}^2 \left( \frac{\sqrt{c \cdot b}}{a} \cdot t \right) \right];$$

прискорення рухомої поперечини

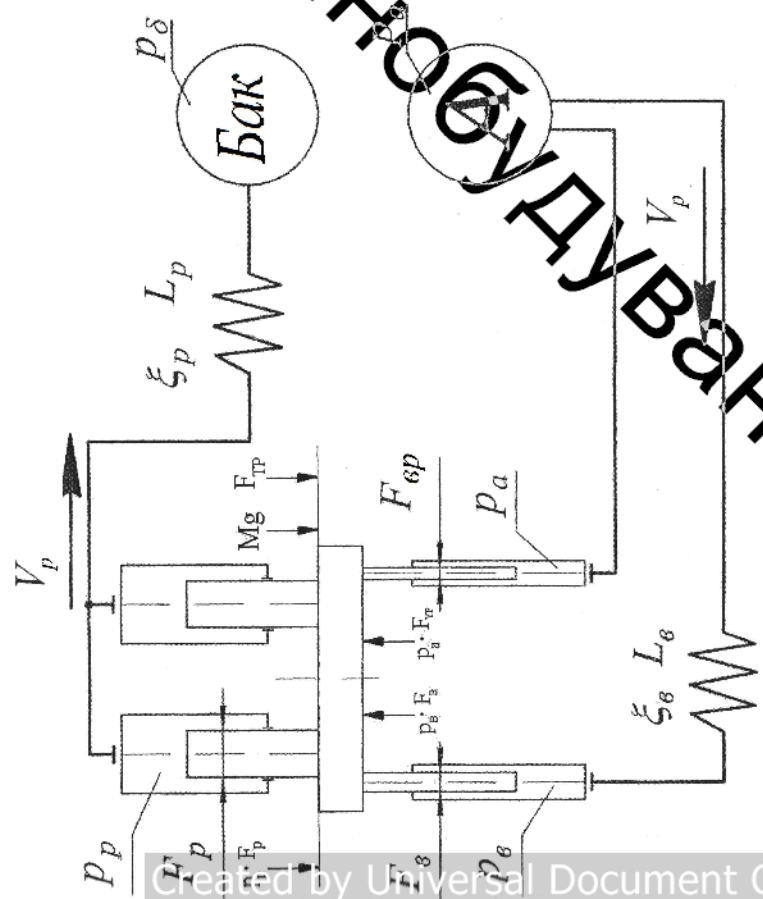


Рисунок П.8.2 – Розрахункова схема зворотнього ходу преса

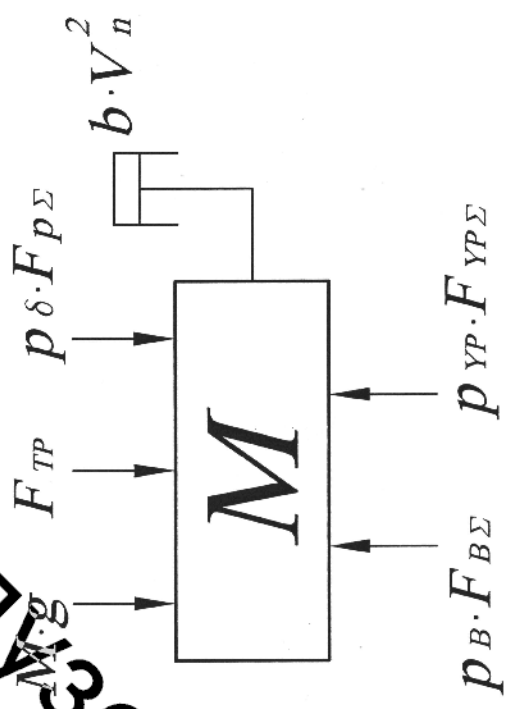


Рисунок П.8.1 – Динамічна модель руху поперечини

# Математичний аналіз процесу розвантаження робочих циліндрів преса

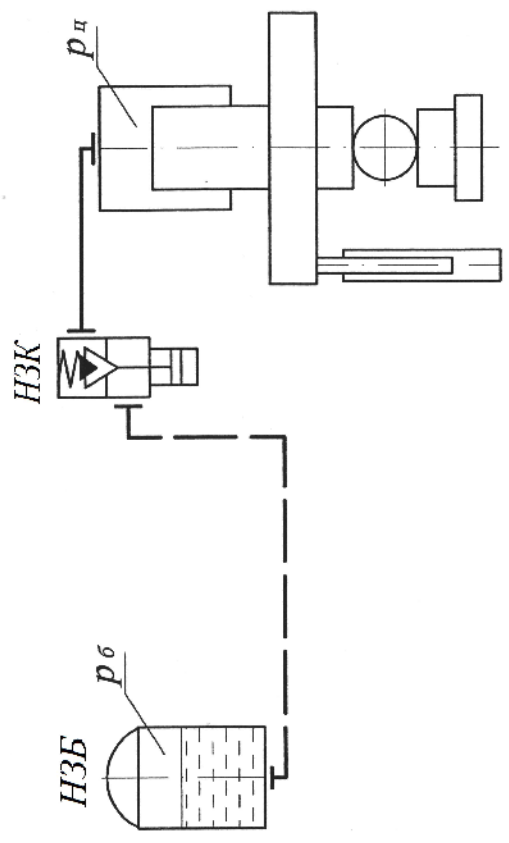


Рисунок П.9.1 – Схема розвантаження робочого циліндра преса

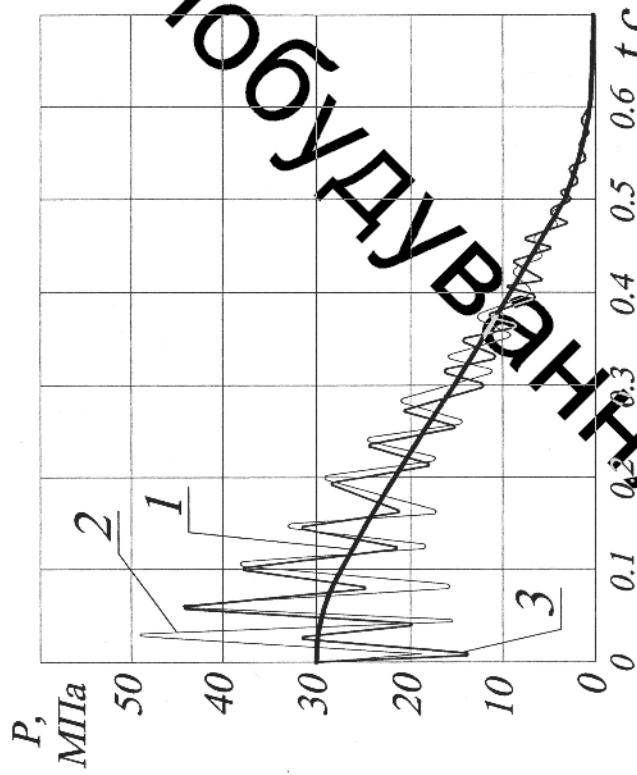


Рисунок П.9.3 – Зміна тиску в робочому циліндрі в процесі розвантаження за результатами рішення рівнянь змбни тиску

Рівняння балансу тисків та швидкості руху рідини:

$$V_p \left( \frac{W_{\text{ч}}}{\rho} + f_{\text{мп}} \right) \frac{dp_{\text{ч}}}{dt} + \frac{L}{\rho} \frac{dW_{\text{зс}}}{dt} + 0,5 \cdot \rho \cdot \xi_{\text{к}} \cdot V_{\text{зс}}^2 - (p_{\text{ч}} - p_{\delta}) = 0$$

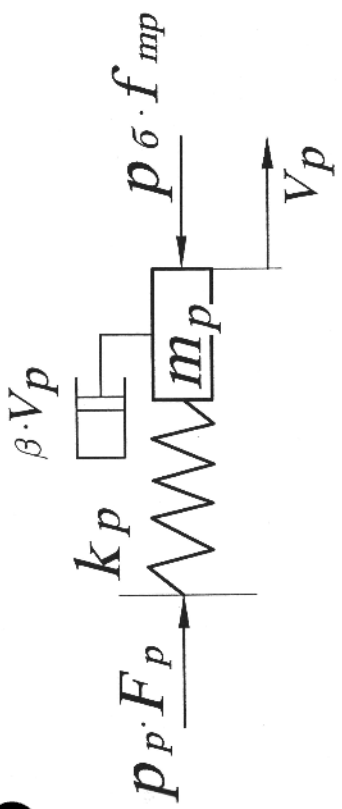


Рисунок П.9.2 – Динамічна модель процесу розвантаження робочих циліндрів преса

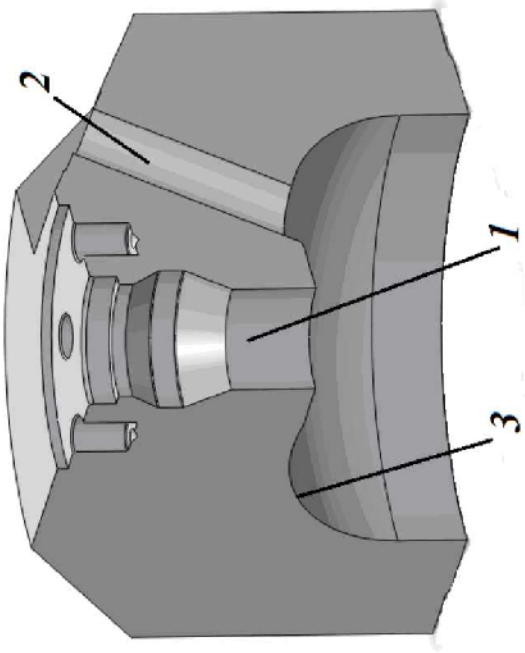


Рисунок П.10.1 – Конструкція донної частини клапана

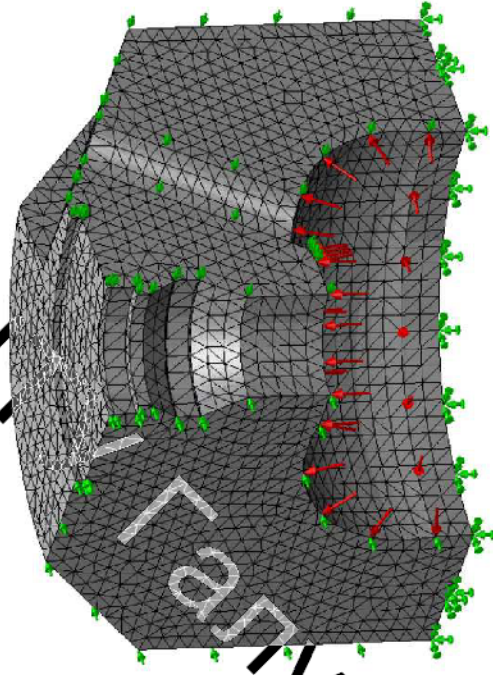


Рисунок П.10.2 – Скінченно-елементна сітка із схемою навантаження донної частини клапана

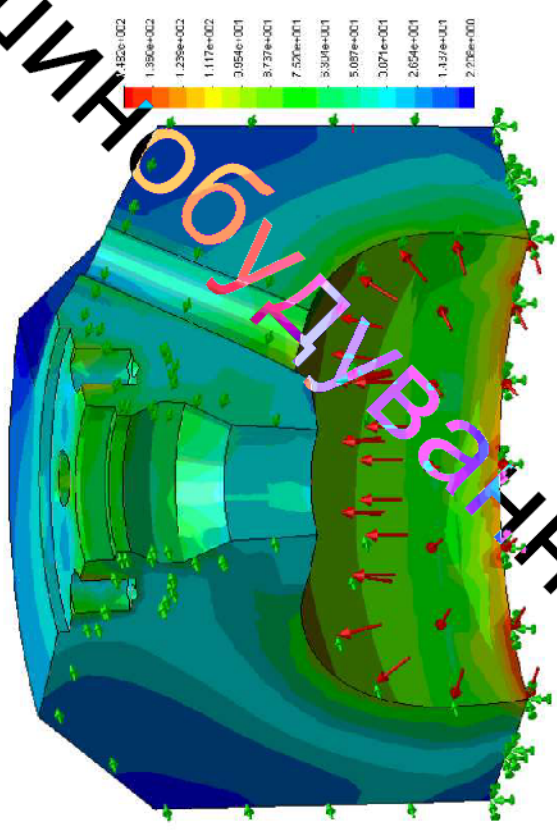


Рисунок П.10.3 – Результуючі значення напружень

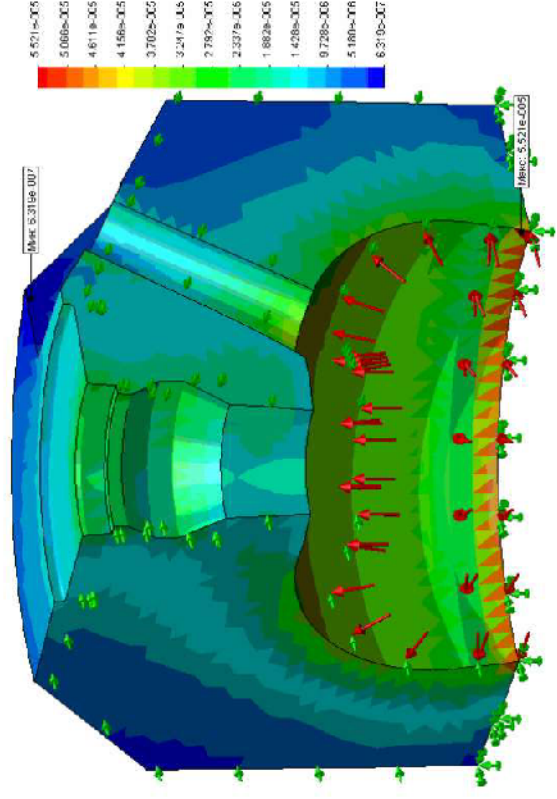


Рисунок П.10.4 – Результуючі значення деформації