

**Міністерство освіти і науки України
Донбаська державна машинобудівна академія**

Л.Л.Роганов, М.Л.Роганов

**ГІДРОПРУЖНИЙ І КЛИНОШАРНІРНИЙ
МЕХАНІЗМИ У МАШИНОБУДУВАННІ**

Частина 1

Рекомендовано

Міністерством освіти і науки України

як навчальний посібник для студентів спеціальностей 7.090206, 7.090404

Затверджено
на засіданні вченої ради
Протокол № 7 від 28.02.2008

Краматорськ 2008

УДК 621.73.06

ББК 34.623

Р 59

Рецензенти:

Вейнов А.М., д-р техн.наук, завідувач лабораторії ЦЗЛ ЗАТ НКМЗ;

Кухтик Т.В., д-р техн.наук, професор, ректор ДІТМ МНТУ;

Гребе О.К., канд.техн.наук, генеральний директор ЗАО Краматорського заводу “Теплоприбор”.

Гриф надано Міністерством освіти і науки України

Лист № 1.4/18-Г-651 від 20.03.08

Роганов Л.Л.

Р 59 Гідропружний і клиношарнірний механізми в машинобудуванні: навчальний посібник для студентів спеціальностей 7.090206, 7.090404 /Л. Л. Роганов, М. Л. Роганов. – Краматорськ: ДДМА, 2008. – Ч. 1. – 132с.

ISBN 978-966-379-233-0

У навчальному посібнику наведені відомості, необхідні для проектування й розрахунку техпроцесів і машин з новими технологічними можливостями на базі гідропружного та клиношарнірного механізмів. Матеріали можуть бути використані студентами різних технічних напрямів при курсовому й дипломному проектуванні, для дослідницьких робіт магістрів та аспірантів вузів, а також працівниками підприємств при модернізації й створенні нових швидкодіючих і комбінованих технологій і машин.

УДК 621.73.06

ББК 34.623

ISBN 978-966-379-233-0

© Л.Л. Роганов.,

М.Л. Роганов, 2008

© ДДМА, 2008

ЗМІСТ

Вступ	5
1 Гідропружний механізм у ковальсько-пресових машинах	6
1.1 Зв'язок технологічного процесу з конструкцією машин ОМТ	6
1.2 Гідропружний привід – основа створення нових ковальсько-пресових та інших машин.....	20
1.2.1 Розрахунок енергетичних і кінематичних параметрів гідропружного приводу швидкодіючих машин.....	25
1.2.2 Методика розрахунку на міцність силових рам машин з гідропружним приводом.....	34
1.3 Закономірності й зв'язок між параметрами пружних систем	38
1.3.1 Залежні й незалежні параметри машин з гідропружним приводом	38
1.3.2 Зв'язок металевої оболонки й рідини в акумуляторах пружної енергії.....	47
1.3.3 Перспективні напрямки пошуку тіл і матеріалів з високим рівнем пружної енергії, що запасасться	65
1.3.4 Моделювання ковальсько-пресових машин за технологічними і конструктивними особливостями	66
1.4 Закономірності зв'язків механічних і гідро пружних енергетичних систем.....	78
1.4.1 Кривошипні преси з додатковим ударним механізмом, аналіз робіт з удосконалювання пресів	78
1.4.2 Підвищення точності штампування – один з основних напрямів удосконалювання КП	80
1.4.3 Вплив швидкості на процес деформації	84
1.4.4 Розширення технічних можливостей кривошипних пресів введенням гідропружного ударного механізму.....	86
1.4.5 Схеми розміщення гідропружного ударного механізму в кривошипних пресах.....	98

1.4.6 Математична модель кривошипного преса з гідропружним ударним механізмом	105
1.4.7 Методика визначення енергетичних, кінематичних параметрів гідропружного ударного механізму	107
1.4.8 Введення кінематичного зв'язку повзуна й механізму регулювання закритої висоти кривошипних машин.....	117
2 Клиношарнірний механізм у машинобудуванні	124
Список літератури	129

ВСТУП

Успішний розвиток машинобудування, що забезпечує зростання виробництва продукції в Україні, пов'язаний з розробкою й впровадженням нових технологій і машин, модернізацією наявного встаткування. Нові технології й машини ґрунтуються на застосуванні нових механізмів, до яких можна віднести й розглянути в даній роботі гідропружний і клиношарнірний механізми. Гідропружний механізм (ГПМ) заснований на використанні для привода робочих органів машин енергії пружності стислої рідини й пружної енергії напружених деталей машини. Такий привід різних машин раніше не використався у техніці. Він дає машинам нові технічні властивості – швидкодію й можливість комбіновано навантажувати об'єкти виробництва. Як об'єкти виробництва можна вважати: у машинобудуванні – заготовки й техпроцеси, що вимагають додаткових динамічних і статикодинамічних сил; у гірничій справі – руйнування породи й корисних копалин, їхнє дроблення; у деревообробці – оброблення деревини; у будівництві – розпушення, ущільнення ґрунтів, руйнування старих об'єктів; у сільському господарстві, пожежній справі – подача води струменем на більші відстані; в енергетиці – швидкодіючі перемикачі при подачі електрики; на транспорті – системи безелектроаккумуляторного запуску двигунів внутрішнього згоряння й т.п. ГПМ дозволяє виконати ці роботи за час спрацьовування – близько 0,01 с.

Клиношарнірний механізм (КШМ) має властивості клинової пари зі змінним кутом клиновидності, що також не має аналогів.

Особливо ефективні технології й машини з ГПМ і КШМ в обробці матеріалів тиском (ОМД). У даній роботі наводяться деякі можливості технологій і машин з ГПМ і КШМ, методики їхнього створення й розрахунку.

1 ГІДРОПРУЖНИЙ МЕХАНІЗМ У КОВАЛЬСЬКО-ПРЕСОВИХ МАШИНАХ

1.1 Зв'язок технологічного процесу з конструкцією машин ОМТ

Машинобудування, найважливіша галузь народного господарства, покликана забезпечити машинами всі інші галузі. В основі машинобудування лежить проектування й виготовлення машин на базі останніх досягнень науки й техніки. Процес виготовлення спроектованої машини, що складається з окремих деталей і вузлів, можна розділити на наступні частини:

- 1 Підбір заданих матеріалів і підготовка.
- 2 Додання чорнової форми деталям.
- 3 Додання заданих механічних й інших властивостей.
- 4 Додання чистової форми деталям.
- 5 Складання вузлів.
- 6 Складання машини.
- 7 Випробування вузлів, машини, налагодження роботи, введення в експлуатацію.
- 8 Під час експлуатації ремонтуються або замінюються деталі (вузли), що зносилися або зламалися.

У цьому укрупненому переліку робіт з виготовлення машини найбільша частка витрат припадає, як правило, на пункти 1, 2, 3, 4. Саме за цими пунктами у машинобудуванні зайнята найбільша кількість робітників, і вдосконалюванню цих видів робіт у машинобудуванні приділяється велика увага. Прогресивним технологічним процесом виготовлення деталей вважається той, який скорочує час і витрати праці за пунктами 1, 2, 3, 4, забезпечує їхню комплексну реалізацію в одному процесі з використанням мінімуму робочих місць і робітників.

Основними засобами одержання заготовок для деталей є лиття, процеси ОМТ, зварювання. Лиття деталей найбільше економічно через скорочення ланцюжка технологічних операцій між сировиною й готовою деталлю. Досягнення ливарного й зварювального виробництва загальнови-

знані. Деякі деталі (великогабаритні, складної форми) можна одержати тільки литтям і зварюванням. Знаходять широке застосування різні способи лиття й зварювання, що забезпечують одержання точних заготовок із високими міцними властивостями. Однак основним недоліком відлитих і зварених деталей є неповне використання механічних властивостей матеріалу, з якого вони виготовляють. Найбільш відповідальні деталі машин у цей час виготовляють із застосуванням методів ОМТ, що викликано необхідністю максимального використання властивостей матеріалу цих деталей, підвищення їх характеристик міцності. Процеси ОМТ при одержанні деталей охоплюють пункти 1, 2, 3, 4 процесу їхнього виготовлення, причому в пунктах 1, 3 і 4 частка процесів ОМТ іноді незначна й навіть відсутня.

Прогресивними процесами ОМТ, помітно, варто вважати такі, у яких найбільше повно реалізуються пункти 1, 2, 3 і 4 процесу виготовлення машин, причому, чим коротше технологічний ланцюжок до виготовлення готової деталі, чим вона більш економічна, тим більше прогресивний процес ОМТ.

Процеси ОМТ виконуються на різноманітному встаткуванні, що має більші особливості з виконуваних операцій, конструктивного виконання, виду приводу. Однак всі види операцій ОМТ і встаткування, що забезпечує ці операції, підлеглі одній кінцевій меті – одержанню з мінімальними витратами деталі з формою й розмірами, що відповідають заданим, і з максимальним використанням міцних й інших властивостей матеріалу деталі.

Ідеальний процес ОМТ забезпечує досягнення кінцевої мети. Реальні процеси ОМТ наближаються до неї й, чим ближче, тим більш прогресивний технологічний процес і обладнання для його здійснення.

Якщо орієнтуватися на кінцеву мету – одержання готової деталі, то можна уявити технологічний процес і машину, у якій сполучаються процеси лиття, ОМТ, зварювання, термообробки, механообробки. У цей час ці процеси розчленовані, виробляються на різному обладнанні, у різних місцях. Значну частку в загальних витратах на виготовлення деталей мають транспортні витрати, витрати на додаткове нагрівання заготовок.

Аналізуючи звичайний процес ОМТ для одержання заготовок, за формою, розмірами і властивостями максимально наближених до готових деталей, можна виділити наступні типові операції:

- 1 Підготовчі (відрізка, нагрівання, очищення від окалини, змащення).
- 2 Транспортні, які можна розподілити на 3 групи:
 - 2.1 Операції транспортування заготовок поза машиною ОМТ (переміщення заготовки між цехами, устаткуванням і т.п.).
 - 2.2 Операції транспортування, що зачіпають устаткування (подача в зону деформування заготовки й видача виробу з машини).
 - 2.3 Операції транспортування усередині машини (відділення від площин штампів, знімання, виштовхування, перекладка на нову позицію деформування).
- 3 Деформуючі (формозмінні) операції, що забезпечують одержання кінцевого продукту процесу ОМТ.

Основною з головних операцій ОМТ є деформуюча операція, при якій, як правило, затрачається найбільша частка енергії й від протікання якої найбільшою мірою залежить кінцевий результат. Тому для цієї операції створюються складні машини ОМТ. У сучасних машинах ОМТ передбачаються вузли й пристрої для забезпечення й інших операцій із загального процесу ОМТ – підготовчих і транспортних, що робить ці машини напівавтоматами й автоматами. Сполучення в одній машині максимальної кількості операцій із загальної кількості операцій з виготовлення й навіть складання деталей – такий один з напрямів розвитку машин ОМТ.

Інший напрям – створення типів машин, механізмів і пристроїв, що забезпечують ефективне виконання окремих операцій процесу виготовлення деталі, вузла, машини, стикування цього встаткування в лінії, комплекс. У таку лінію добре вписуються й автоматизована машина ОМТ із виконанням максимальної кількості операцій з виготовлення деталей, вузла.

Розвиток і впровадження гнучких автоматизованих виробництв (ГАВ) вимагає значного підвищення автоматизації, надійності, енергоємності, продуктивності машин для процесів ОМТ.

Основні функції й склад ковальсько-пресових машин.

Конструкція ковальсько-пресової машини визначається технологічною операцією, виконуваною на ній. Технологічна операція може бути розподілена на основну й допоміжну частини.

Основна частина – деформування заготовки з метою додання необхідної форми деталей і структури її матеріалу.

Допоміжна частина – підготовка заготовки до деформування, її транспортування; утримання; відділення від штампа після деформування. Ковальсько-пресова машина самостійно або в комплексі з іншими механізмами повинна забезпечити, в основному, наступні операції із заготовками: завантаження заготовки в зону деформування, утримання (фіксацію) заготовки й готової деталі, деформування вихідної заготовки, відділення деталі від штампа, транспортування заготовки за позиціями деформування, збирання деталі із зони деформування.

Крім вище перелічених функцій, машина повинна забезпечити наступне: фіксацію інструмента (штампів, бойків і т.п.), напрям інструмента, змикання інструмента, розмикання інструмента.

Усі ковальсько-пресові машини за А.І.Зимініним поділяються на 4 основні типи: молоти, кривошипні машини, до яких можна віднести й ротаційні машини, гідравлічні преси, імпульсні машини.

Конструкція ковальсько-пресової машини повинна забезпечити послідовне або комбіноване виконання перелічених вище операцій із заготовкою. Узагальнена ковальсько-пресова машина складається з наступних основних механізмів: приводного механізму, що забезпечує перетворення виду енергії машини; передавального механізму, що забезпечує передачу енергії усередині машини; виконавчого механізму, що забезпечує деформування заготовки; корпусного пристрою, що служить для замикання зусиль у машині, з'єднання, фіксації і напрямку механізмів машини.

В узагальненій ковальсько-пресовій машині можна зазначити наступні основні вузли: станина; силова рама; повзун (траверса, баба); рушій повзуна (траверси); інструмент (штанп); привід рушій повзуна (траверси); система керування машиною; система синхронізації руху рухливих частин;

система змащення; виштовхувачі; амортизатори; шабот; механізм завантаження-вивантаження; механізм переміщення (переносу) заготовки в зоні деформування.

Вузли й механізми ковальсько-пресової машини можуть сполучати функції, і тоді їхня кількість у машині буде мінімальною.

У таблиці 1.1 поданий зв'язок вузлів машини з основними її функціями. Ковальсько-пресова машина тим досконаліша, чим більшу кількість функцій вона виконує й чим меншу кількість вузлів і деталей містить. Тому найважливіший напрям удосконалювання ковальсько-пресових машин – виконання вузлами машини максимальної кількості функцій. Так, у створених в країні малогабаритних гідропресах станина сполучає функції буланої рами, бандажа рушія повзуна (робочого гідроциліндра) і т.п.

Серед ковальсько-пресових машин особливе місце посідають машини ударної дії. Їхня особливість полягає в тому, що при ударі зусилля досягає більших величин, і діє малий проміжок часу, обчислювальний декількома мілісекундами.

Машини ударної дії (молоти) поділяються на шаботні й безшаботні. Шаботні машини відрізняються простотою конструкції й експлуатації [1, 2], але головний їхній недолік – передача динамічних навантажень на фундамент і навколишнє середовище. Безшаботні молоти майже не передають динамічних навантажень на фундамент, але вони складніше шаботних.

За швидкістю співударяння рухливих частин молоти поділяються на машини зі швидкостями до 8 м/с, 8...20 м/с (високошвидкісні) і більше 20 м/с. Такий умовний поділ машин за швидкостями прийнято в техніці й зручний для користування.

У два останніх десятиліття одержують розвиток високошвидкісні машини (швидкості рухливих частин 8...20 м/с), які дозволяють обробляти звичайні й ті, які важко деформувати, матеріали, з високим ступенем точності.

Таблиця 1.1 – Зв'язок вузлів машини з її основними функціями

Основна функція	Завантаження заготовки	Загримання заготовки - деталі	Деформувannya заготовки	Відлілення заготовки від штампугу	Перекладання заготовки	Прибирання заготовки з машини	Фіксування інструменту	Напрямок інструменту	Зміщення інструменту	Розміщення інструменту	Удержання всіх вузлів
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
1 Станина							В				О
2 Рама силова			О				О		В		
3 Повзун (траверса)							О		О		
4 Інструмент (штамп)ё		В	О						О		
5 Двигун повзуна									О	О	
6 Привід двигуна			О						О	О	
7 Система керування	О	О	О	О	О	О			О	О	
8 Система змащування	В	В	О	В	В	В			О	О	
9 Виштовхувачі		В		О							
10 Амортизатори			О						В	В	
11 Шабот			О								
12.Механізми завантаження - вивантаження	О	В		В	В	О					
13 Механізми переміщення заготовки	В	В			О						

Примітка: У таблиці позначено: О – основна функція;
В – допоміжна функція

Відрізняючись видом застосовуваного енергоносія, характером виконуваної технологічної операції, потужністю, розмірами, ВМ мають загальні ознаки:

- 1 Енергія для приводу рухливих частин виділяється у замкнутому обсягу – циліндрі, у якому підвищується тиск робітничого середовища й передається на поршень або плунжер, пов'язані з робочим інструментом.
- 2 Розгінні й ударні зусилля замикаються в рамі або станині машини й майже не передаються на фундамент. Як правило, забезпечується зустрічний рух рухливих частин, що несуть інструмент.
- 3 Рухливі частини, що несуть інструмент, при робочому ході рухаються на сумісних осях у вертикальній площині (молоти, копри), рідше застосовуються машини, рухливі частини яких рухаються за горизонтальною віссю (імпактори).
- 4 Поворотний хід рухливих частин у більшості високошвидкісних машин ударної дії забезпечується автономною енергосистемою. Найбільше застосування знайшли гідравлічні й пневматичні циліндри з індивідуальним приводом.
- 5 У розглянутих машинах знаходять широке застосування різні типи амортизаторів, що знижують динамічні навантаження на відповідальні, важко навантаженні деталі й фундамент машини.
- 6 Машини будуються за трьома основними конструктивними схемами:
 - один робочий циліндр закріплений уздовж рами й при робочому ході впливає на бабу й раму, що рухаються назустріч один одному до зіткнення. Відношення маси баби до маси рами $1/3 \dots 1/20$.

Рама встановлюється в станині на амортизаторах;

- один робочий циліндр установлений у станині й діє при робочому ході на бабу, рух якої системою синхронізації передається іншій бабі й викликає її зустрічний рух [3];
- два робочі циліндра встановлені на сумісних осях в станині й при робочому ході впливають на близькі за масою баби, які зіштовхуються у заданій площині. Реактивне зусилля розгону замикаєть-

ся через станину. У таких машинах застосовується система синхронізації руху баб.

Забезпечення високої швидкості робочого інструмента у високошвидкісних молотах забезпечується застосуванням різних енергоносіїв. Одержали поширення високошвидкісні молоти, у яких рухливі частини розганяють за допомогою наступних видів енергій:

- 1) вибуху бризантних або порохових вибухових речовин;
- 2) згоряння суміші газів;
- 3) згоряння повітряно-бензинових і дизельних паливних сумішей;
- 4) адіабатичного розширення стисненого газу;
- 5) електричних і електромагнітних сил;
- 6) електричного розряду в рідині;
- 7) пружної деформації стислої рідини.

Тип приводу в значній мірі визначає конструктивну схему машини й особливо її приводний механізм.

Звичайне виконання приводного механізму в більшості високошвидкісних машин ударної дії – силовий циліндр, газовий, гідравлічний або газогідравлічний, забезпечений ущільнювальним пристроєм, що відбиває специфіку енергоносія.

При використанні енергії вибуху циліндр, який постачено пристроєм для розміщення, підриву й зміни заряду вибухової речовини.

У машинах, що використовують, згоряння суміші газів, робочий циліндр має додаткову камеру для готування суміші газів, її підпалу й згоряння [4]. У деяких конструкціях додаткова камера відділяється від робочого циліндра клапаном, що забезпечує більш повне згоряння газів.

У машинах з використанням енергії згоряння повітряно-бензинових і дизельних сумішей конструкція приводного механізму багато в чому подібна з конструкцією таких механізмів у машинах, що використовують згоряння суміші газів. Робочі циліндри виконуються поршневого типу, а клапан, що розділяє камери згоряння й розширення, сполучений з поршнем робочого циліндра.

Приводний механізм машин, що використовують адіабатичне розширення стисненого газу, виконаний у вигляді газового або гідравлічного

циліндра поршневого або плунжерного типів [5]. Особливістю цих циліндрів є постійна наявність у них газу під тиском, що зберігається в перервах між ударами. Робочі циліндри забезпечуються спеціальними пристроями для втримання рухливих частин у вихідному положенні, забезпечення їхнього пуску (спрацьовування) і повернення у вихідне положення.

Приводний механізм машин з електричним приводом виконується у вигляді лінійного двигуна, що забезпечує зворотно-поступальний рух інструмента машини.

Механізм забезпечується додатковими пристроями для забезпечення необхідного зазору між статором і ротором лінійного двигуна, напрямку рухливих частин, охолодження електричних обмоток. Електромагнітний привід ковальсько-пресових високошвидкісних машин виконується, в основному, двох видів: з використанням магніто-імпульсних пристроїв, які забезпечують імпульсний вплив магнітним полем безпосередньо на заготовку; або через передавальний механізм.

Машини, що використовують енергію гідравлічного удару при електричному розряді в рідині, мають циліндри поршневого або плунжерного типів, постачені розрядною камерою із пристроєм для уведення імпульсного електричного струму, розрядниками у вигляді провідників з розрядною перемичкою.

Привід машин, що використовують енергію пружної деформації стислої рідини, багато в чому збігається з конструктивним виконанням приводу машин від адіабатичного розширення стисненого газу.

Робочий циліндр виконується гідравлічним, як правило, плунжерного типу із пристроєм для втримання рухливих частин у вихідному положенні. Найпоширенішим, через простоту, є пристрій у вигляді торцевого ущільнення плунжера із днищем робочого циліндра. Акумулятор енергії виконується або усередині робочого циліндра [6, 7, 8], або у вигляді ємності поруч із ним. У цьому випадку на каналі, що з'єднує акумулятор з робочим циліндром, установлюється клапан.

У ковальсько-пресовому й заготівельному виробництві одержали поширення високошвидкісні машини із застосуванням наступних видів енергії: адіабатичного розширення стисненого газу, згоряння суміші газів,

згоряння суміші бензинових і дизельних палив, магніто-імпульсних, електричного розряду в рідині, ЕРС і електромагнітної, пружної деформації попередньо стислої рідини. Гідропружному приводу ковальсько-пресового встаткування присвячена дана робота.

Робочим інструментом у машинах ударної дії можуть бути різні конструкції штампів (для об'ємного холодного й гарячого штампування, листового штампування, рубання, різання, ламання й т.п.); контейнери із пружним середовищем (рідиною, гумою, поліуретаном). Робочий інструмент закріплюється в рухливих частинах машини – бабах, рамах.

Основна функція рухливих частин – це перетворення потенційної енергії тиску енергоносія в кінетичну енергію власного руху з наступною передачею цієї енергії через інструмент на заготовку, яка деформується.

Конструкціям рухливих частин висуваються наступні вимоги: досягнення заданої швидкості перед зіткненням; надійне втримання робочого інструмента; достатній взаємний напрямок рухливих частин; рівень навантаження не повинен перевищувати межі текучості матеріалу рухливих частин; на рухливих частинах не повинне бути (консольно розташованих) частин, які стирчать; найбільш раціональна форма рухливих частин – циліндрична й призматична; маси рухливих частин, які зіштовхуються, вибираються в заданому співвідношенні.

Зазначаються три основні конструктивні схеми рухливих частин машин ударної дії:

- шаботні схеми, у якій баба, яку розганяють штоком робочого циліндра, зіштовхується через інструмент і заготовку із шаботом – така схема застосовується в шаботних молотах при швидкостях співударяння до 8 м/с;
- безшаботна схема зустрічного зіткнення баби й рами. Звичайно одна баба направляється при русі в іншій бабі, що, у свою чергу, має напрямок у станині – така схема застосовується у високошвидкісних молотах зі швидкостями співударяння до 25 м/с і енергією удару до 250 кДж;

- схема зустрічного зіткнення двох близьких за масою баб – застосовується в потужних безшаботних молотах з енергією удару 1500 кДж і більше.

Задана швидкість співударяння рухливих частин забезпечується вибором їхньої маси, ходом й зусиллям при розгоні. Зусилля й хід забезпечуються робочим циліндром. Величина ходу повинна бути мінімальною, але забезпечувати можливість маніпулювання із заготовкою в штампі.

Напрямок рухливих частин забезпечується або відносно один одного (баба направляєтся в рамі), або щодо загальної станини (обидві баби направляються в станині).

Рухливі частини сприймають значні ударні навантаження, що викликають у них високі напруги. Зниження навантаження забезпечується вибором раціональної форми рухливих частин – зменшенням кількості й розмірів щаблів, наближенням форми рухливих частин до форми стрижня або призми.

За засобом виготовлення рухливі частини виконуються литими (для швидкостей співударяння до 3 м/с), кутими, зварювально-кутими.

Приводний циліндр є найбільш відповідальною й складною частиною високошвидкісної машини ударної дії.

Основними функціями циліндрів є:

- акумулювання потенційної енергії стислої рідини або газу (зарядка);
- утримання поршня або плунжера у вихідному положенні при зарядці циліндра (вистій);
- забезпечення руху поршня або плунжера з рухливими частинами за рахунок розширення газу або рідини (розгін);
- забезпечення мінімальних втрат на дроселювання робочого тіла при русі рухливих частин;
- зниження можливих кавітаційних явищ усередині циліндра, особливо наприкінці руху;
- сприйняття реакції від зіткнення рухливих частин і можливого відскоку;
- повернення рухливих частин у вихідне положення.

Ці основні функції можуть виконуватися окремими пристроями, розташованими або усередині циліндра, або поза ним, що визначає складність конструкції циліндра.

Прийнято розподіл циліндрів за наступними ознаками:

- конструкції основного елемента – поршневі й плунжерні;
- способу втримання рухливих частин у вихідному положенні при зарядці – торцевими ущільненнями на поршні або плунжері, що управляють клапанами різної конструкції й розташування, механічними фіксаторами різних виконань;
- виду застосовуваного енергоносія – порох, вибухові речовини, вибухова суміш газів, нафтове паливо, стиснене повітря, стисла рідина, комбінація енергоносіїв;
- способу повернення рухливих частин у вихідне положення – внутрішні поворотні порожнини, зовнішні циліндри й т.д.

Приводні циліндри поршневого типу дозволяють виконувати велику кількість функцій і характеризуються розмаїттям складених елементів. За способом втримання рухливих частин у вихідному положенні при зарядці акумулятора циліндри поділяються на дві групи: циліндри з кільцевим ущільненням на штоку й циліндри з додатковими клапанами.

Циліндри забезпечують зарядку акумуляторної порожнини подачею тиску в поворотну порожнину.

Механізми повернення у вихідне положення виконуються у вигляді убудованих поворотних порожнин і зовнішніх циліндрів повернення.

Керуючі клапани вбудовуються безпосередньо в циліндр або розміщаються в безпосередній близькості від нього.

Приводні циліндри плунжерного типу простіші за конструкцією. Виконуються з торцевим ущільненням на плунжері й з механічним утриманням рухливих частин.

Зарядка акумуляторної порожнини циліндрів забезпечується зовнішнім джерелом тиску.

Механізм повернення у вихідне положення винесений і убудований у циліндр. У циліндрах забезпечується наявність деякого тиску в акумуляторі наприкінці його розрядки, що виключає кавітаційні явища. Початок

руху рухливих частин забезпечується подачею керуючого тиску під ущільнену торцеву порожнину над плунжером, відривом плунжера від торцевого ущільнення штоками поворотних циліндрів або подачею тиску в додаткову порожнину.

Конструкції циліндрів можуть забезпечувати також підпресування виробу в штампі.

Найчастіше як робоче середовище в розглянутих циліндрах служать стисла рідина, стиснений газ або комбінація рідини й газу. У конструкціях із пневмогідравлічним приводом рідина використовується для стиску газу в акумуляторній порожнині, що, розширюючись, забезпечує робочий хід рухливих частин. Рідина при робочому ході або відключається від циліндра, або дроселюється через гідролінії й клапани, поглинаючи при цьому частину корисної енергії. Енергія пружності стислої рідини використовується для виконання корисної роботи.

Була розроблена схема циліндра з гідروпневматичним приводом, у якому рідини й газ при розширенні віддають енергію рухливих частин спільно. Циліндр (рис. 1.1,а) складається з корпусу 1, східчастого плунжера 2, втулки, що плаває 3, порожнини зі стисненим газом 4 і рідинної порожнини 5. При конструюванні циліндра виконуються умови $d_3 > d_1$, $d_4 > d_2$. У порожнині 4 постійно перебуває газ під тиском. За рахунок тиску газу втулка 3 притискає плунжер 2 до торцевого ущільнення із днищем корпусу 1, утворюючи порожнину 6, постійно (через дросель) з'єднану зі зливом. У порожнину 5 подається рідина під тиском. Коли тиск рідини перевищить тиск газу в порожнині 4, втулка 3 починає рух, збільшуючи тиск газу в порожнині 4. Плунжер 2 при цьому нерухомий, але після упору втулки 3 в уступ з діаметром d_1 плунжер 2 відривається від торцевого ущільнення з корпусом 1 і починає рух під дією стислої рідини на площу з d_2 і стиснений газу на кільцеву площу з d_1 і d_2 . Втулка 3 при робочому ході зміщується в порожнину 5, підтримуючи в ній тиск рідини. Ходи плунжера 2 і втулки 3 повинні бути розраховані так, щоб удар плунжера по заготовці відбувся раніше зустрічі втулки 3 із плунжером 5, після чого починається поворотний хід плунжера 2 під дією втулки 3. При цьому порожнина 5 з'єднана зі зливом. Потім цикл повторюється. Розрахунки показують, що

така схема гідропневматичного циліндра забезпечить більшу швидкохідність машини й підвищить ККД на 20...30%.

Велике розмаїття можливих конструктивних схем приводних циліндрів, розглянутих вище, дозволяє створювати машини й пристрої для процесів, що швидко протікають, у різних галузях техніки, застосовувати ці схеми для САПР таких машин.

Станини рами ВМ є замикаючими вузлами машини, що сприймають зусилля при розгоні й ударі рухливих частин. Основною функцією рами є сприйняття й замикання силових навантажень при виконанні операції розгону й зіткнення.

Основною функцією станини є установка й з'єднання всіх вузлів і механізмів машини в єдине ціле.

Розроблені ВМ, що мають тільки рами, тільки станини або рами й станини.

До конструкцій рам і станин висувається комплекс вимог, основні з яких наступні: надійне замикання зусиль при розгоні й ударі рухливих частин, забезпечення необхідної точності технологічної операції, напрямку руху рухливих частин, забезпечення штампового простору, достатнього для розміщення інструмента, маніпуляцій із заготовкою, розміщення й уведення в машину засобів механізації, швидке гасіння вібрацій і шумів, забезпечення заданої точності взаємного розташування вузлів і деталей машини, їхнього надійного кріплення при оптимальній міцності й жорсткості всієї конструкції, забезпечення підведення енергоносія до робочого циліндра, економічність і технологічність виконання елементів і деталей рам і станин, компактність, ергономічна доцільність, відповідність вимогам технічної естетики.

У рамах можна зазначити наступні елементи: верхню й нижню траверси і єднальні їхні стійки або колони. У траверсах звичайно розміщається інструмент і робочий циліндр. Рами виконуються: силовими, у звареному, кутому або зварювально-кутому виконанні; цільними або складовими; напруженими або ненапруженими; закритого, як правило, типу; рухливими. Рами встановлюються на станині за допомогою амортизаторів.

У станинах можна зазначити основні елементи: підстава, стояки, верхню стяжку.

Станини виконуються несучими, частіше звареними, рідше литими й зварювально-литими, складеними, ненапруженими, відкритих або закритого типів, нерухомими.

1.2 Гідропружний привід – основа створення нових ковальсько-пресових й інших машин

У Донбаській державній машинобудівній академії (ДДМА) розробляється гідропружний привід (ГПП) швидкодіючих машин, заснований на використанні енергії пружності стислої рідини й пружнодеформованих деталей машин для здійснення корисної роботи. Особливо ефективний ГПП для ковальсько-пресових машин (КПМ), що виконують роботу з деформування матеріалів для одержання заготовок із більш повним використанням механічних властивостей матеріалів, за формою й розмірами максимально наближеним до готових деталей. Енергія пружної деформації рідини й деталей машин може бути звільнена за короткий проміжок часу (0,01...0,0005 с), тому цей вид приводу можна віднести до імпульсного. За рівнем енергії, що запасається, гідропружний привід ковальсько-пресових машин є універсальним і дозволяє створювати машини з енергією удару від декількох джоулів до декількох десятків тисяч кілоджоулів. За потужністю, що розвивається, гідропружний привід знаходиться відразу ж за вибуховим приводом, вигідно відрізняючись від нього зручністю й безпекою експлуатації.

Особливістю ГПП є оперативне й точне дозування виділеної енергії шляхом регулювання тиску на рідину, основного фактора, що впливає на величину енергії пружності. Для ГПП застосовуються стандартна гідроапаратура, широко освоєна в техніці. ГПП характеризується екологічною чистотою при експлуатації, оскільки має замкнуту систему постачання. Такі достоїнства приводу дозволяють на його основі створювати ковальсько-пресове встаткування з новими технологічними можливостями.

При створенні машин ударної дії (молотів) ГПП дозволяє:

- забезпечувати низькі (2...6 м/с) і високі (7...20 і більше) швидкості рухливих частин за рахунок зміни їхньої маси;

- регулювати енергію удару, у тому числі й за програмою;
- розробляти одноударні й багатоударні молоти, у тому числі й високошвидкісні;
- знизити до мінімуму й навіть запобігти повторним ударам по заготовці;
- конструювати молоти за безшаботною схемою зустрічного зіткнення, знижуючи до мінімуму вібраційний вплив на фундамент і навколишнє середовище.

У ДДМА розроблені основні конструктивні схеми гідромеханічних систем молотів з ГПП. Приводні циліндри молотів виробляють двох основних типів:

- циліндр-гідроаккумулятор, плунжер якого виконаний східчастим з торцевим ущільненням на стовщення торця плунжера (застосовується для молотів порівняно невеликої енергії удару (рис. 1.1)).

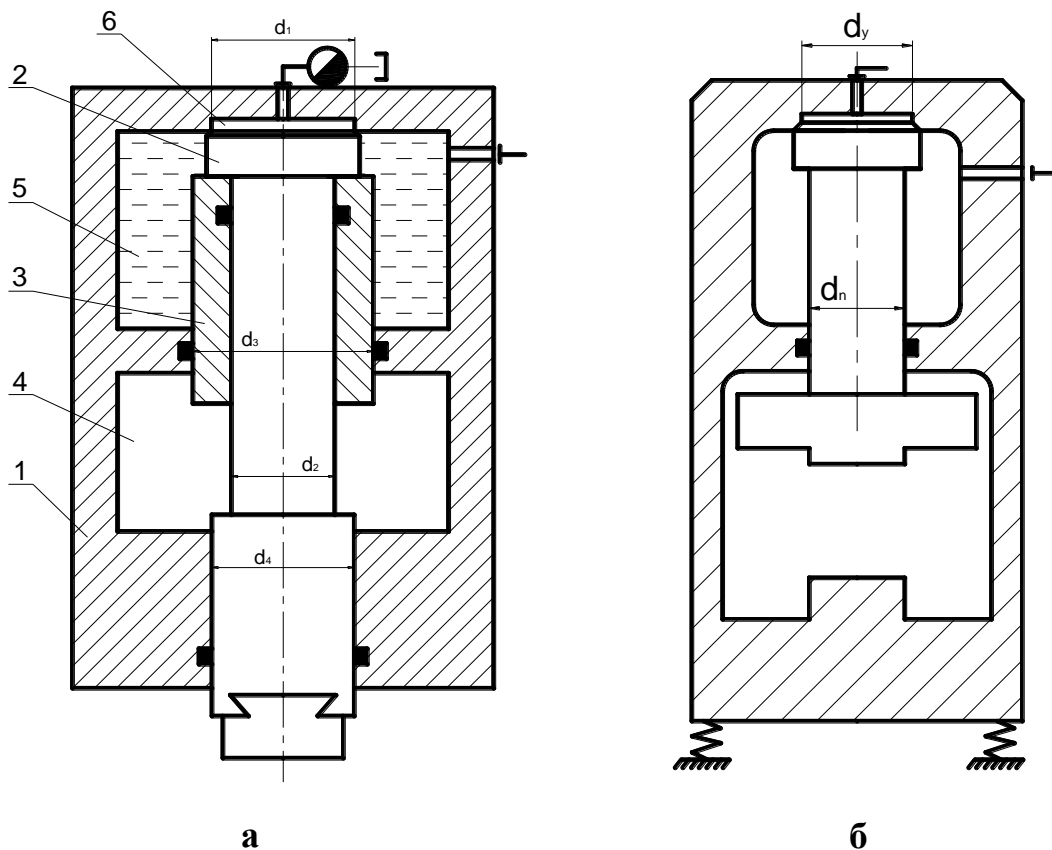


Рисунок 1.1 - Машина із циліндром-аккумулятором

- циліндр зі звичайним плунжером, з'єднаний з аккумулятором, який стоїть окремо, короткою гідролінією, на якій встановлюється ке-

руючий клапан (рис. 1.2). Такі циліндри доцільні для молотів з великою енергією удару. За подібною схемою, наприклад, розроблений технічний проект безшаботного молота з енергією удару 30 МДж. Це приблизно у двадцять разів більше, ніж самий великий безшаботний молот, побудований у світі (1,5 МДж). У конструкції цієї машини застосовані вже випробувані технічні рішення в інших видах устаткування (гідростати, обмотка високоміцною стрічкою й т.п.).

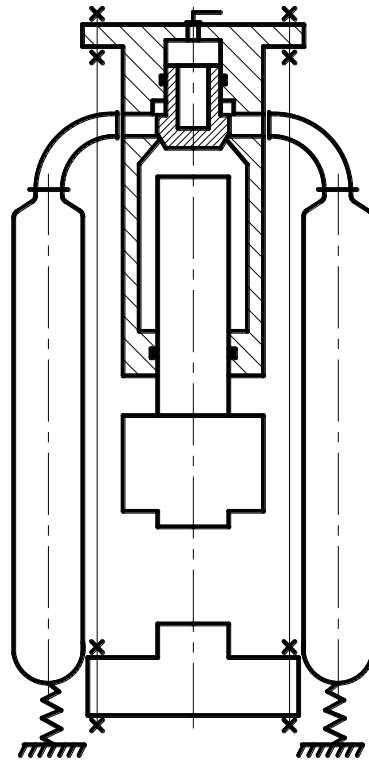


Рисунок 1.2 - Машина з винесеними акумуляторами

ГПП дозволяє створити принципово новий вид КПМ – прес-молоти, що забезпечують комбінований (статико-динамічний) характер впливу на заготовку. В одній машині об'єднані технологічні властивості двох машин – преса й молота. Такі машини можуть застосовуватися практично для всіх процесів ОМТ. Розроблено вісім конструктивних схем прес-молотів для різних процесів ОМТ. Особливо ефективні прес-молоти для об'ємного штампування, коли набір металу в штампі проводиться пресовим зусиллям, а остаточне штампування, оформлення тонких ребер складної конфігурації деталі проводиться ударним навантаженням. Зазначаються

наступні загальні ознаки прес-молотів: окремі гідроциліндри для пресової й молотової частин машини, загальна силова рама, постачання пресової й молотової частин від загального гідроприводу, у машину уведені пристрої, що знижують динамічний вплив на базові деталі й навколишнє середовище (амортизатори, демпфери, компенсатори й т.д.).

Відрізняються прес-молоти за призначенням. У технологічних процесах з перевагою пресового впливу на заготовку (об'ємне холодне й гаряче штампування, пресування, витяжка листових заготовок і т.п.) прес-молоти виконуються на базі гідроприводів, у процесах з більшими зусиллями на малих ходах (операції карбування, калібрування, вирубки-пробивання в листовому штампуванні, компактування порошків, штампування низьких заготовок і т.п.) прес-молоти виконуються з переважною молотовою частиною. ГПП дозволяють ефективно модернізувати існуючі гідропреси, витрати на модернізацію становлять 10...20% від вартості гідропреса, маса машини зростає на 10...15%, технологічні можливості машини після модернізації дозволяють обробляти заготовки, що вимагають у три-п'ять разів більшого зусилля, чим до модернізації. ГПП дозволяє створювати прес-молоти, у яких для роботи молотової частини використовується енергія, виділювана при розвантаженні пресової частини. Розроблено схеми прес-молотів, у яких ударне навантаження здійснюється після пресового по одній або по окремій заготовці. Виключаються витрати енергії з мережі для постачання молотової частини, підвищується загальний ККД прес-молотів.

На основі ГПП розроблені принципово нові установки для листового штампування еластичним середовищем, які можуть забезпечувати комбіноване (статико-динамічне) навантаження аркуша, що дозволяє значно підвищити питомі зусилля в еластичному середовищі, підвищити ефективність листового штампування особливо важкодеформувальних матеріалів.

Розроблено спеціалізовані установки з ГПП для розділових операцій зрушенням і клином, для ламання заготовок, причому нанесення концентратора навантаження при ламанні заготовок може вироблятися за рахунок залишкової енергії в машині після основної операції – ламання. Машини з ГПП особливо ефективні для процесів ущільнення дискретних матеріалів (стружки, порошків, ливарних сумішей у ливарній справі, керамічних матеріалів і т.д.). Застосування попереднього статичного навантаження до-

зволяє видалити гази, рідину з матеріалу, наступне ударне навантаження дозволяє забезпечити необхідну щільність пористих виробів, у тому числі й максимально наблизити їхню щільність до щільності суцільного матеріалу (за рахунок серії послідовних ударів).

Перспективним є застосування ГПП у механічних процесах. Для кривошипних пресів розроблено одинадцять схем застосування ГПП, що дозволяє розширити технологічні можливості механічних пресів (забезпечується сполучення статичного й динамічного навантаження заготовки в одному циклі роботи преса з різними напрямками дії навантаження). ГПП може бути встановлений на будь-який механічний прес (із кривошипним, клиновим, коліно-важільним, клиновим і т.п. приводом). Постачання ГПП може проводитися від окремої насосної станції або від наявного на пресі приводу. Застосування ГПП у механічних пресах особливо ефективно при штампуванні низьких заготовок, додатковий ударний вплив на заготовку дозволяє штампувати вироби, що вимагають зусиль, у тридцять разів перевищує номінальне зусилля преса, обладнаного ГПП. Технологічні можливості ГПП дозволяють ефективно застосовувати його при розробці різноманітних швидкодіючих машин: для відбиття прибутків виливків, для ущільнення ливарних форм, вибивки ливарних опок; імпульсного формування ливарних форм низьким тиском (0,5МПа) стисненого повітря; ударних стендів для випробування виробів на задані рівні перевантаження, пластометрів для комбінованого (статико-динамічного) випробування матеріалів, установок для випробування зварених швів і металоконструкцій; для будівництва, транспорту, енергетики. Розроблено деревообробні установки, пристрої для без електроакумуляторного запуску двигунів внутрішнього згоряння, привід високовольтних перемикачів і т.п.

Деякі машини й пристрої з ГПП впроваджені в промисловість (молоти, прес-молоти, установки листового штампування, ударні стенди), інші машини є у вигляді моделей і макетів, за деякими розроблені робочі, технічні й ескізні проекти й технічні пропозиції.

Застосування енергії пружності стислої рідини й напружених частин машини дозволяє створювати різноманітні швидкодіючі машини для різних галузей техніки. У галузі ковальсько-пресового машинобудування використання енергії пружності стислої рідини дозволяє створювати нове покоління ковальсько-пресових машин, що відрізняються розширенням

технологічних можливостей, високою економічністю, регулюванням силових параметрів, екологічною чистотою.

1.2.1 Розрахунок енергетичних і кінематичних параметрів гідропружного приводу швидкодіючих машин

Опис гідропружного приводу машин. Принцип дії машин з гідропружним приводом полягає в наступному. У порожнину циліндра (див. рис. 1.1) уведений плунжер, що має ущільнення діаметром d_n на виході із циліндра й діаметром d_y на торці плунжера. Діаметр d_y більше діаметра d_n , і при подачі тиску рідини в порожнину циліндра в ньому запасється енергія пружної деформації рідини й стінок циліндра. При цьому порожнина за ущільненням d_y з'єднана зі зливом, і плунжер у міру зросту тиску в циліндрі сильніше притискається до торцевого ущільнення d_y , за рахунок дії тиску рідини на кільцеву площадку з розмірами $d_n - d_y$. При досягненні в порожнині циліндра заданого рівня тиску (відповідно, заданого рівня запасеної потенційної енергії), порожнина під торцем d_y відтинається від зливу й з'єднується з тиском. Ущільнення d_y втрачає свою щільність, і рідина, стисла в порожнині циліндра, починає діяти на площу плунжера d_n , розганяючи плунжер d_n і пов'язану з ним бабу до певної швидкості. Потенційна енергія пружної деформації рідини й стінок циліндра переходить у кінетичну енергію рухливих частин машини. При цьому циліндр і циліндр із рамою рухаються назустріч один одному. Наприкінці руху відбувається зіткнення баби з рамою, і, оскільки на рамі й бабі встановлені напівштампи із заготовкою, відбувається її деформація. Потім баба відскакує від рами, підхоплюється поворотними циліндрами (на рисунку не показані) і вертається у вихідне положення до упору в торцеве ущільнення d_y , після чого цикл повторюється.

У машині, зображеній на рис. 1.2, у циліндр машини уведений плунжер, з'єднаний з бабою, що перебуває у вихідному (верхньому) положенні під дією поворотних циліндрів (на рис. 1.3 не показані). У торці циліндра встановлений керуючий клапан, що перекидає канал підведення в циліндр від акумуляторів-балонів. Акумулятори заряджаються від системи постачання машини до заданого рівня тиску. Клапан відкриває доступ рідини високого тиску в циліндр, плунжер з бабою й напівштампом, а також силова рама з нижньою траверсою й іншим напівштампом рухаються назустріч

другому за рахунок енергії розгону наявної в акумуляторах рідини й стінок акумуляторів. Наприкінці ходу відбувається зіткнення напівштампів і деформація в них заготовки. Поворотні циліндри повертають бабу в раму у вихідне положення, і машина готова до наступного циклу роботи.

Спрощена методика розрахунку параметрів машин ударної дії. Щоб довести заготовку до пластичного стану, необхідно прикласти зовнішню енергію, рівну енергії внутрішніх сил, що забезпечують пластичну деформацію матеріалів заготовки. При цьому робота деформації тіла представляється у вигляді суми робіт, затрачених на подолання реального опору матеріалу деформації й опорів, викликуваних силами тертя й позаконтактними зонами.

Вирішуючи технологічне завдання ОМТ, визначають силу й роботу деформування, за якими проводять вибір устаткування для проведення операції ОМТ.

Вихідні дані для розрахунку:

- енергія удару машини, Н·м;
- початкова швидкість удару, м/с;
- тиск робочої рідини (залежить від наявності насосів, застосування мультиплікаторів, Па ($\frac{H}{m^2}$);
- модуль пружності застосовуваного робітничого середовища (рідини), Па.

Порядок розрахунку:

1 Наведений модуль пружності рідини й стінок ємності, у якій рідина стискується,

$$E_{np} = \frac{1}{1/E_p + d/E_m \delta}, \quad (1.1)$$

де E_{np} , E_p , E_m – модулі пружності, відповідно: наведений, рідини, матеріалу стінок ємності;

δ – товщина стінок ємності;

d – внутрішній діаметр ємності.

2 Об'єм порожнини ємності-акумулятора енергії, у якій стискується рідина й накопичується задана енергія:

$$Q_p = \frac{2WE_{np}}{P_p}, \quad (1.2)$$

де Q_p – об'єм рідини в акумуляторі, м³;

W – задана потенційна енергія пружної деформації рідини й матеріалу стінок ємності, Н·м;

P_p – робочий тиск рідини, Па.

3 Маса рухливих частин, що забезпечують перехід потенційної енергії стислої рідини в кінетичну енергію рухливих частин із заданою швидкістю,

$$m = \frac{2W}{V^2}, \quad (1.3)$$

де m – маса рухливих частин, кг;

V – швидкість рухливих частин, м/с (задається).

4 Наближена оцінка енергії, необхідної для деформації заготовки, виконується за методиками, що викладаються у курсі «Теорія пластичної деформації». Для даної заготовки в заданих температурно-швидкісних умовах можна рекомендувати спрощену залежність:

$$W_{\Sigma} = \frac{k_1 \sigma_m^2 Q_m}{E_m}, \quad (1.4)$$

де w_{Σ} – потрібна енергія деформації, Дж (Н м);

k_1 – коефіцієнт складності заготовки; $k_1 = 4 - 8$;

σ_m – межа текучості матеріалів заготовки при заданій температурі, Па (Н/м²);

Q_m – обсяг матеріалу заготовки, м³;

E_m – модуль пружності матеріалу заготовки, Па.

Методика енергетичного розрахунку гідропружного приводу машин.

1 Зв'язок енергії, що запасється в об'ємі рідини, тиску, обсягу, модуля пружності.

Енергія, що запасється в об'ємі рідини при її стиску, визначається:

$$W = \frac{P_p^2 Q_p}{2E_{np}}, \quad (1.5)$$

де W – потенційна енергія, Дж;

P_p – робочий тиск, Па;

Q_p – обсяг рідини в акумуляторах, м³;

E_{np} – наведений модуль пружності рідини, Па.

2 Вибір робочого тиску

Робочий тиск вибирається рівним оптимальному, котрий визначається (для циліндричних ємностей акумуляторів):

$$P_{opt} = \frac{\sigma_d}{2\sqrt{3}}, \quad (1.6)$$

де σ_d – допускають напруги, що, у матеріалі акумулятора, Па.

Орієнтовно можна вважати

$$P_{opt} = \frac{\sigma_m}{(7 \div 10)}, \quad (1.7)$$

де σ_m – межа текучості матеріалу стінок акумулятора, Па.

3 Визначення робочого ходу.

На підставі статистичних даних за існуючими конструкціями і проектами молотів оптимальну величину ходу рухливих частин визначає залежність

$$h = 120 (0,4 + 2lgW_y), \quad (1.8)$$

де h – величина ходу, мм;

W_y – енергія удару, кДж.

Енергія удару

$$W_Y = \frac{W}{k_1}, \quad (1.9)$$

де W – потенційна енергія стислої рідини, Дж;

k_I – коефіцієнт, що враховує втрати при русі рухливих частин. Для попереднього розрахунку можна брати $k_I=1,1 \dots 1 \dots 1,2$.

Величина ходу уточнюється при проектуванні в межах $\pm 20\%$.

4 Визначення обсягу робочої рідини

Обсяг робочої рідини визначається за формулою (1.5)

$$Q_p = \frac{2E_p W}{P_p^2} \cdot \quad (1.10)$$

Модуль пружності рідини – величина змінна, залежна від виду рідини, температури, швидкості деформації, обсягу газової складової.

Залежність модуля пружності рідини від тиску досить точно визначається залежністю, МПа,

$$E_p = 12,5 (P_p + 100). \quad (1.11)$$

Вплив на модуль пружності рідини й інших факторів (температури, газу, сумішей рідин, включень інших тіл) визначається складними залежностями й вимагає окремого викладу.

5 Визначення величини збільшення обсягу рідини, площі плунжера, діаметра акумулятора.

Величина збільшення обсягу рідини ΔQ_p при підвищенні тиску до робітника визначається

$$\Delta Q_p = \frac{P_p Q_p}{E_{np}} \cdot \quad (1.12)$$

Площа плунжера визначається

$$A_n = \frac{\Delta Q_p}{h} \cdot \quad (1.13)$$

Конструктивно вибирається діаметр плунжера, звичайно з умови наявності шевронних гумовотканинних, поліамідних й інших ущільнень. Довжина плунжера з бабою, довжина камери робочого циліндра вибираються конструктивно з розрахунком A_n , Q_p і напрямною для плунжера усередині

циліндра. Площа гідрокамери A'_H , займана плунжером з напрямною, визначається

$$A'_H = k A_n, \quad (1.14)$$

де k – коефіцієнт, що враховує конструкцію напрямних, береться рівним 1,5...2,5.

Довжина гідравлічної камери циліндра-акумулятора визначиться

$$l_k = \frac{Q_p}{\pi r_1^2 - k_H A_n}, \quad (1.15)$$

де r_1 – внутрішній діаметр циліндра-акумулятора, визначається конструктивно.

Зовнішній радіус циліндра r_2 визначається за формулою Ляме

$$r_2 = \frac{r_1 \sqrt{\sigma_\delta}}{\sqrt{\sigma_\delta - \sqrt{3} P_p}}. \quad (1.16)$$

де σ_δ – напруги, що допускаються, у стінці циліндра.

Розміри торцевих частин циліндра-акумулятора визначаються конструктивно. Звичайно товщина торців дорівнює 1,5 товщини стінок циліндра. При сферичних днищах циліндра, товщина стінки днища в центральній частині доводить до 1,2 товщини стінки.

Конструктивне виконання імпульсного гідропружного циліндра може внести зміни в розраховані й обрані розміри циліндра й плунжера. Не повинні мінятися, при заданих величинах енергії, матеріалу циліндра й типу рідини, робочий тиск і обсяг гідравлічної камери циліндра.

6 Визначення швидкості, часу й прискорення руху рухливих частин

Визначення швидкості. Без обліку сил опору, розрахунок швидкості проводиться за формулою

$$V = \sqrt{\frac{P_p^2 Q_p}{2 E_{np} m}}, \quad (1.17)$$

де P_p – робочий тиск, Па;
 Q_p – об'єм робочої рідини, м³;
 E_{np} – наведений модуль пружності рідини, Па;
 m – маса рухливих частин, кг.

На плунжер, що рухається, діють сили опору:

- сила тертя в ущільненні;
- сила тертя об рідину;
- сила тертя в рідині, що розтискається;
- сила опору повітря (парусність);
- сила опору рідини (парусність).

Швидкість рухливої частини з урахуванням сил опору орієнтовно можна визначити за формулою

$$V = \sqrt{\frac{P_p^3 Q_p}{2000 E_{np} m}} \quad (1.18)$$

Формули (1.17) і (1.18) дозволяють одержати значення швидкості рухливих частин при певному тиску. Більше точне подання про зміну швидкості можна одержати, розглядаючи залежність швидкості рухливих частин від їхнього переміщення.

Поточна швидкість

$$V = \sqrt{\frac{2A_n}{\alpha(n-1)m} \left[1 - \frac{1}{(1+\alpha\chi)^{n-1}} \right] \left(P_p + \frac{E_p}{n} \right) - \frac{2E_p A_n}{mn} \chi}, \quad (1.19)$$

де $\alpha = \frac{A_n}{Q_p}$;

A_n – площа перетину плунжера;

P_p – робочий тиск, Па;

χ – переміщення плунжера, мм;

m – маса рухливих частин;

n – деяка постійна. Для мінеральних масел береться $n=8,65$.

С обліком сил опору

$$V = e^{B'\chi} \sqrt{2 \int_0^\chi F'(x) e^{2Bx} dx}, \quad (1.20)$$

де $B' = \frac{B}{m}$,

$$F' = \frac{F(\chi)}{m};$$

де $F(\chi) = F_\chi - F_{mp}$,

F_χ – активна сила;

F_{mp} – сила тертя;

B – лобовий опір (парусність).

За залежностями (1.19) і (1.20) розрахунки рекомендується проводити на ЕОМ.

Визначення часу руху рухливих частин. Максимальний час руху рухливих частин із прискоренням без обліку сил опору визначається

$$t_{\max} = \frac{\pi}{1,7 \sqrt{\frac{A^2 E_{np}}{Q_p m}}}. \quad (1.21)$$

Визначення прискорення при розгоні. Рівняння руху рухливих частин у початковий період:

$$mx = F_{\partial\partial} - F_{mp}, \quad (1.22)$$

де m – маса частин, що рухаються;

$F_{\partial\partial}$ – рушійна сила;

F_{mp} – сила тертя в ущільненнях.

$$F_{\partial\partial} = A_n P_P, \quad (1.23)$$

де A_n – площа плунжера, м²;

P_P – робочий тиск, Па.

$$F_{mp} = f \pi d h_y P_P, \quad (1.24)$$

де f – коефіцієнт тертя в ущільненнях;

h_y – висота пакета ущільнень, мм;

d – діаметр плунжера, мм;

P_p – робочий тиск, МПа.

З вираження (1.22), з огляду на рівняння (1.23) і (1.24), визначимо прискорення

$$\ddot{x} = \frac{F_{\text{дв}} - F_{\text{мп}}}{m} \quad (1.25)$$

7 Визначення зусиль, що діють при ударі

Найнебезпечніші сили, що виникають при “твердому” ударі, коли величина технологічної деформації заготовки дуже мала.

Визначення зусиль робимо, виходячи із залежності

$$F_{cp} t_l = F_y t_y, \quad (1.26)$$

де F_{cp} – середнє зусилля, що діє за час розгону рухливих частин t_l ;

F_y – середнє зусилля при “твердому” ударі за час t_y .

Значення F_{cp} визначиться

$$F_{cp} = \frac{P_p * A_n}{2} \quad (1.27)$$

Величина t_l визначиться з вираження (1.21). Час “твердого” удару визначиться з умови подвійного пробігу хвилі по плунжері з бабою довжиною l_n :

$$t_y = \frac{2l_n}{V_a}, \quad (1.28)$$

де E_M – швидкість ударної хвилі, визначається вираженням

$$V_a = \sqrt{\frac{E_M}{\rho_M}}, \quad (1.29)$$

де E_M – модуль пружності матеріалу плунжера й баби;

ρ_M – щільність цього матеріалу.

З урахуванням рівняння (1.28 і 1.29) одержимо:

$$t_y = \frac{2l_n \sqrt{\rho_M}}{\sqrt{E_M}} . \quad (1.30)$$

Зусилля при ударі визначиться з вираження (1.26)

$$F_y = \frac{P_P A_n t_1 \sqrt{E_M}}{4l_n \sqrt{\rho_M}} = \frac{P_P A_n t_1}{4l_n} \sqrt{\frac{E_M}{\rho_M}} . \quad (1.31)$$

Фактичне зусилля буде меншим, оскільки удар у системі буде “пружним”. Більше точне визначення зусиль при ударі виконується з урахуванням жорсткості всіх елементів системи, яка зіштовхується. “Тверді” удари викликають інтенсивне зношування й поломки деталей машин ударної дії, тому повинні бути вжиті спеціальні заходи для запобігання таких ударів (установка пружних прокладок, амортизаторів).

1.2.2 Методика розрахунку на міцність силових рам машин з гідروпружним приводом

Розрахунок навантаження у поперечках.

Максимальне навантаження в ударній поперечці можна обчислити за формулою

$$\sigma_{1\max} = \frac{24}{\pi^2} \frac{l_1}{b_1 h_1^2} \sqrt{2Wc_1} \leq [\sigma]_u , \quad (1.32)$$

де l_1 – довжина поперечки, м;

b_1 – ширина поперечки, м;

h_1 – висота поперечки, м;

W – енергія машини, Дж;

$c_1 = \frac{EA_1}{l_1} = \frac{E}{h_1}$ – Жорсткість поперечки, Н/м;

E – модуль пружності матеріалу, Н/м²;

A_1 – площа поперечки.

Максимальне навантаження в розгінній поперечці можна обчислити за формулою

$$\sigma_{2\max} = \sqrt{\frac{2m_0}{2m_0 + m_2}} \sqrt{\frac{12E_M W}{b_2 h_2 l_2}} \leq [\sigma]_u, \quad (1.33)$$

де b_2 – ширина розгінної поперечки;
 h_2 – висота розгінної поперечки;
 l_2 – довжина розгінної поперечки;
 m_0 – маса рухливих частин, кг;
 m_2 – маса розгінної поперечки, кг.

Розрахунок навантаження у колонах

Максимальну напругу в колонах можна визначити за формулою

$$\sigma_{K\max} = \sqrt{\frac{2m_0}{2m_0 + m_2}} \sqrt{\frac{2E_M W}{A_K h_k}} \leq [\sigma]_P, \quad (1.34)$$

де A_K – наведена площа поперечного перерізу колони, м²;
 h_k – довжина колони, м.

Наведена площа колон визначається за формулою

$$A_K = \frac{m_0}{m_0 + m_2} \frac{2EW}{h_k [\sigma]_P^2}, \quad (1.35)$$

де $[\sigma]_P$ – допустиме напруження в колонах.

На рисунку 1.4 зображена схема машини з гідروпружним приводом.

Розрахунок машин з гідропружним приводом

Розрахунок машини з гідропружним приводом можна виконати, скориставшись програмою “Розрахунок базових деталей машин з ГПП”, інтерфейс якої поданий на рис. 1.5.

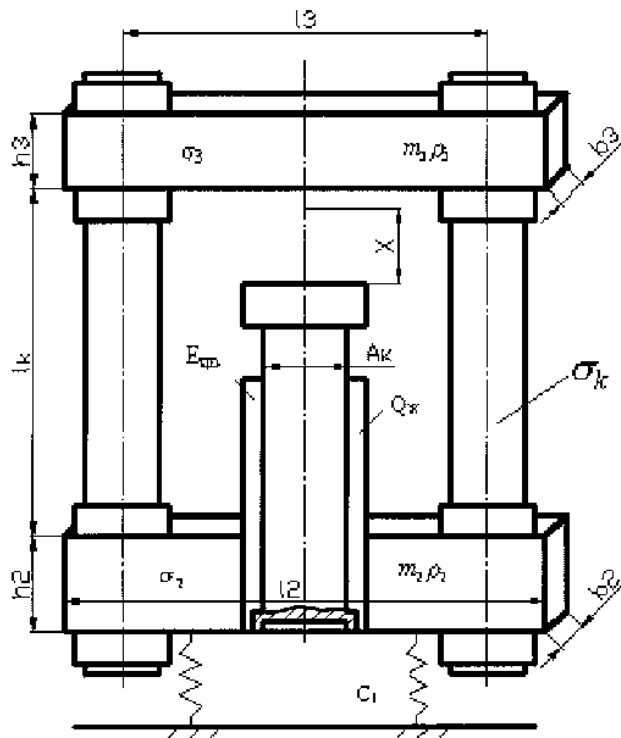


Рисунок 1.4 - Схема машины с гидропружным приводом

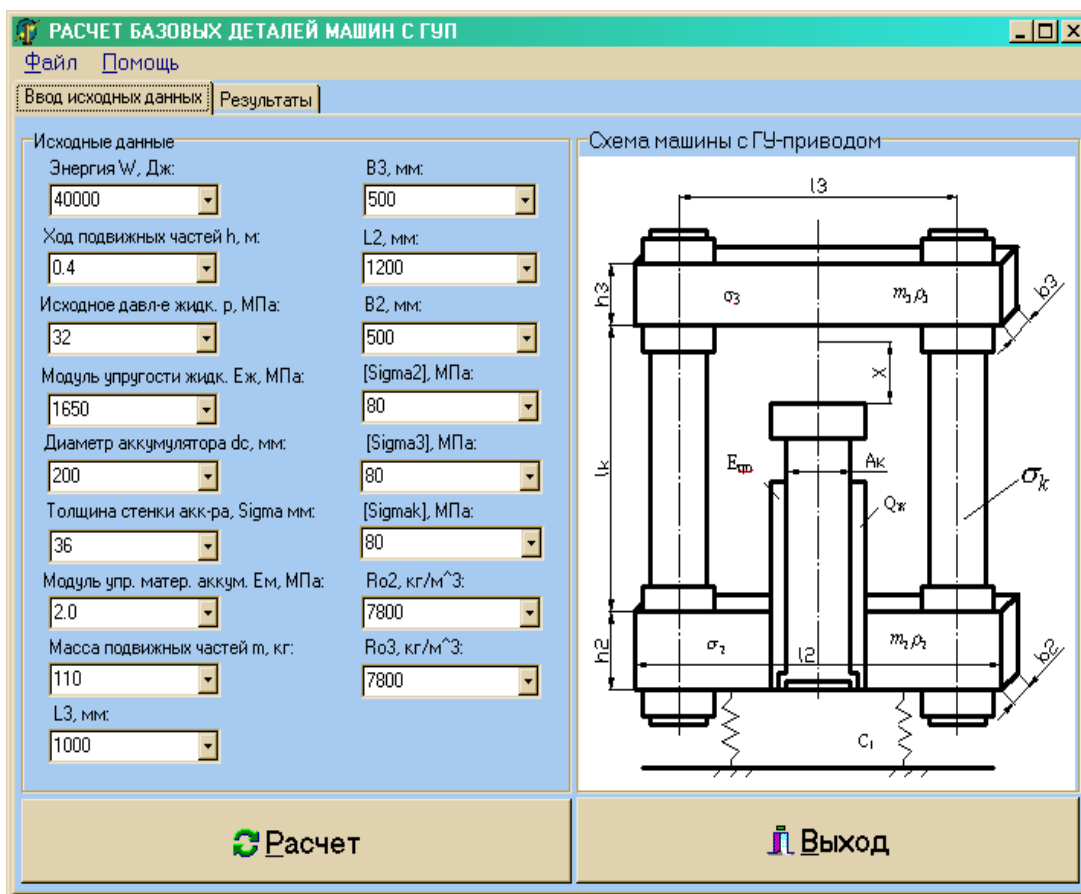


Рисунок 1.5 - Интерфейс программы “Розрахунок базових деталей машин з ГУП”

Для того, щоб виконати розрахунок розглянутої машини, необхідно ввести вихідні дані, якими є:

- енергія W , Дж;
- хід рухливих частин h , м;
- вихідний тиск рідини p , МПа;
- модуль пружності рідини E_p , МПа;
- діаметр акумулятора d_c , мм;
- товщина стінки акумулятора, $Sigma$ мм;
- модуль пружності матеріалу акумулятора E_m , МПа;
- маса рухливих частин m , кг;
- $L3$, мм;
- $B3$, мм;
- $L2$, мм;
- $B2$, мм;
- $[Sigma2]$, МПа;
- $[Sigma3]$, МПа;
- $[Sigma_k]$, МПа;
- $Ro2$, кг/м³; - щільність матеріалу (сталь);
- $Ro3$, кг/м³; - щільність матеріалу (сталь).

Уведення даних здійснюється на сторінці «Уведення вихідних даних» головної форми додатка. Уведення реалізоване за допомогою списків, що випадають, тобто користувачеві досить вибрати необхідне значення величини, що вводять зі списку, який випадає. Якщо користувача не влаштовують значення зі списку, що випадає, він може ввести своє значення.

Для того щоб виконати розрахунок, необхідно спочатку ввести необхідні для розрахунку вихідні дані, як про це говориться в пункті «Уведення вихідних даних». Потім потрібно натиснути кнопку «Розрахунок» на сторінці «Уведення вихідних даних», або вибрати пункт головного меню «Файл»-> «Розрахунок». Для перегляду результатів розрахунку необхідно перейти на закладку «Результати».

1.3 Закономірності й зв'язок між параметрами пружних систем

1.3.1 Залежні й незалежні параметри машин з гідروпружним приводом

До основних вихідних (залежних) параметрів машин ударної дії з гідропружним приводом можна віднести величину енергії, що розвивається, швидкості, прискорення й часу спрацьовування (звільнення потенційної енергії).

Аналізуючи вираження (1.5), (1.18), можна встановити основні фактори, що впливають на вихідні параметри машини і які забезпечують їхню зміну (регулювання).

На величину енергії у гідропружних акумуляторах впливають три фактори: величина робочого тиску, обсяг рідини, у якому запасується енергія, наведений модуль пружності, що залежить від модуля пружності рідини й модуля пружності матеріалу стінок акумулятора.

На кінематичні параметри машини (величина ходу плунжера із прискоренням, максимальна швидкість і прискорення) впливають маса рухливих частин і площа плунжера. При проектуванні нової машини або механізму з гідропружним приводом всі ці п'ять параметрів задаються, і їхня величина визначає можливості машини.

Таким чином, машину ударної дії з гідропружним приводом визначають, в основному, п'ять параметрів: величина робочого тиску рідини, обсяг рідини в акумуляторі, наведений модуль пружності акумулятора енергії, площа плунжера робочого циліндра й маса рухливих частин.

Варіюючи ці параметри, можна змінювати технічну характеристику машини. Найбільше просто змінюється тиск робочої рідини, що контролюється манометрами й обмежується настроюванням запобіжних клапанів у гідросистемі. Це найбільш зручний і часто застосовуваний для регулювання машини параметр. Він впливає на величину енергії, швидкості, прискорення рухливих частин машини. Однак на швидкість звільнення енергії тиск рідини не робить істотного впливу.

Площа плунжера або поршня робочого циліндра впливає на величину ходу із прискоренням і на величину прискорення. Площа плунжера робочого циліндра закладається при проектуванні машини й звичайно при експлуатації незмінна. Однак у процесі роботи над машинами з гідропружним приводом створені пристрої й установки зі змінною активною пло-

щею плунжерів, що приводять у рух рухливі частини. Зміна площі розгінних плунжерів особливо доцільна в пристроях, де необхідно регулювати прискорення й час спрацьовування механізмів (наприклад, запобіжні пристрої, ударні стенди, іспитові пристрої й т.п.).

Маса рухливих частин машини з гідропружним приводом робить вплив на всі вихідні параметри, крім енергії. Зміною маси можна регулювати швидкість, прискорення й час руху рухливих частин.

Характер впливу визначальних факторів на вихідні параметри машини з гідропружним приводом поданий у табл. 1.2.

Таблиця 1.2 – Вплив визначальних факторів на вихідні параметри гідропружного приводу машин

Вихідні параметри	Визначальні фактори				
	Тиск рідини	Обсяг рідини	Модуль пружності	Площа плунжера	Маса рухливих частин
Енергія	<u>2</u>	<u>1</u>	1	–	–
Швидкість	<u>2</u>	<u>1</u>	1	–	<u>1</u>
Прискорення	<u>1</u>	<u>1</u>	1	<u>2</u>	1
Час	–	<u>1</u>	1	2	<u>1</u>

У ній вплив факторів позначений: 1 – впливають у першому ступені; 2 – впливають у квадраті; над рисою – впливають прямо пропорційно; інші – впливають обернено пропорційно.

Найбільший вплив на енергію, швидкість, прискорення й час роблять величина робочого тиску рідини й площа, на яку тиск діє при розгоні рухливих частин. Зміна обсягу рідини або наведеного модуля пружності системи, що акумулює енергію, впливає на всі вихідні параметри машини.

З п'яти визначальних факторів виділяються чотири, точно контрольовані й устанавлювані: тиски, обсяг рідини, площа плунжера, маса рухливих частин. Назвемо ці фактори конструктивними, або фіксованими. Вони залежать від конструкції машини і її приводу. Їхня зміна можлива

тільки при втручанні людини, що впливає на керуючу систему. Після установки вони в часі мимовільно не змінюються (наприклад, під час пауз, важких циклів).

П'ятий фактор – наведений модуль пружності акумулятора – може змінюватися під час роботи, пауз. Назвемо цей фактор плаваючим (змінним). Зміна наведеного модуля пружності може привести до розкиду задалегідь настроєних вихідних параметрів гідропружного приводу машини, їхньої нестабільності в часі. Величина наведеного модуля пружності акумулятора завжди менше модуля пружності рідини, укладеної в його порожнині.

Модуль пружності рідини залежить від виду рідини, тиску, температури, частоти (швидкості) деформації, обсягу газової складової в рідині й включень у рідину обсягів тіл з матеріалу з модулем пружності, що відрізняється від модуля пружності рідини.

Розрізняють непідробний або тангенс-модуль пружності рідини, що показує його значення в даній точці, тобто $E_p = \varphi(P, T, \omega) = \frac{\partial Q}{\partial p}$, та інтервальний або секанс-модуль – середнє для інтервалу тиску ΔP значення модуля.

При дуже повільних процесах ($\omega \rightarrow 0$) встигає завершитися теплообмін з навколишнім середовищем, процес іде при постійній температурі. Модуль пружності в цьому випадку називають ізотермічним і позначають E_{pi} .

При дуже швидких процесах ($\omega \rightarrow \infty$) теплообмін не встигає завершитися. Модуль пружності в цьому випадку називають ізотермічним і позначають E_{pa} . Встановлено, що ізометричний і адіабатичний модулі об'ємної пружності зростають зі збільшенням тиску, усереднений E_p і описується рівнянням

$$E_p = Q_p P_p / 2W, \quad (1.36)$$

Тому доцільно докладніше проаналізувати фактори, що впливають на характер зміни наведеного модуля пружності акумулятора, визначити ступінь їхнього впливу, намітити шляхи використання позитивних сторін

їхнього впливу й методи забезпечення стабільності вихідних параметрів машини з гідروпружним приводом.

Вплив оболонки акумулятора. Величина наведеного модуля пружності акумулятора циліндричної форми залежить від внутрішнього діаметра порожнини циліндра, товщини стінки й модуля пружності матеріалу стінки й визначається відомим вираженням [9, 2], що визначається

$$E_{np} = \frac{1}{\frac{1}{E_{жс}} + \frac{2r_1}{(r_2 - r_1)E_m}}. \quad (1.37)$$

З обліком $\frac{r_2}{r_1} = k$ перетворимо рівняння (1.36) і одержуємо вираження для циліндричних акумуляторів

$$E_{np} = \frac{E_{жс}}{1 + \frac{2}{(k-1)} \frac{E_{жс}}{E_m}}. \quad (1.38)$$

Для сталевих акумуляторів $E_m \approx 100E_{жс}$ одержуємо

$$E_{np} = \frac{E_{жс}}{1 + \frac{1}{50(k-1)}}. \quad (1.39)$$

Формули (1.37) і (1.38) показують, що матеріал і товщина стінок акумулятора зменшують наведений модуль пружності на 1,5...15% убік його зниження у порівнянні з модулем пружності рідини.

Матеріал і товщину стінок акумулятора варто віднести до конструктивних, не змінюваних у процесі експлуатації, факторів.

Вплив виду рідини. Залежність модуля пружності від виду рідини визначається її молекулярною структурою. Пружні властивості рідин визначаються природою вхідних до складу молекул атомів, взаємним розташуванням молекул у просторі, відстанню між ними.

Відповідно до молекулярно-кінетичної теорії рідини, розробленої Френкелем, Ейрінгом, Андраде, у рідинах, як і твердих тілах, існує внутрішній обсяг, рівний різниці зовнішнього обсягу рідини $Q_{ж}$ і власного об-

сягу її молекул Q_m (для одного моля речовини). Відношення $\frac{Q_{жс}}{Q_m}$ називають коефіцієнтом упакування, що для молекулярних, низькоорганічних кристалів перебуває в межах 0,68...0,80, для аморфних полімерів – 0,625...0,68, для рідин зменшується до 0,5.

У гідропружних системах як робоча рідина можуть застосовуватися наступні рідини: вода, емульсії, синтетичні й водомісткі робочі рідини, мінеральні масла. Якщо розглядати ці рідини з погляду їхніх пружних властивостей, то вони значно відрізняються один від одного.

Значення модуля об'ємної пружності для води залежно від тиску й температури наведені в табл. 1.3 [10].

Таблиця 1.3 – Модуль об'ємної пружності E_p для води ($\times 10^3$ МПа)

Температура, °С	Тиск, МПа				
	0,5	1	2	4	8
0	1,89	1,9	1,92	1,95	1,98
5	1,93	1,95	1,97	2,01	2,07
10	1,95	1,97	2,01	2,05	2,12
15	1,97	2,00	2,03	2,09	2,17
20	1,98	2,02	2,06	2,12	2,22

У гідроприводах ковальсько-пресових, гірських, металургійних машин використовують негорючі робочі рідини – емульсії, що являють собою 2...3%-у дисперсну водну суміш емульсолів Е-1 або А, Е-2 або Б, Е-3 або В (5% емульсія). Емульсол складається з 03,5...87% мінерального масла, 12...14% олеїнової кислоти й 2,5% їдкого натру 40%-ї концентрації.

Вартість емульсій невелика, деформаційні властивості близькі до води, якої в емульсії – 97...99%. Такі емульсії зветься «масло у воді». Їхній основний недолік – мала в'язкість, низька мастильна здатність, висока корозійна активність, обмежена температура.

Значно краще властивості негорючих рідин типу «вода в маслі», у яких у середовищі масла диспергировано близько 40% водного складу із присадками, що забезпечують стійкість емульсії. Такі обводнені масла незначно уступають мінеральним маслам за корозійною стійкістю й масти-

льними властивостями, але забезпечують негорючість. Модуль об'ємної пружності для сумішей рідин можна встановлювати за залежністю

$$E_{pc} = \sum_{i=1}^n E_p + \bar{X}_i, \quad (1.40)$$

де $E_{жс}$ – модуль пружності суміші рідин;

E_p – модуль пружності для конкретної рідини або тіла, що входить у суміш;

\bar{X}_i – відносний зміст конкретної рідини або тіла в суміші.

Аналогічно визначаються й пружні властивості багатокомпонентних мінеральних масел синтетичних і водомістких рідин.

При експлуатації гідросистем при температурах вище 110...120° С застосовують дорогі й дефіцитні високотемпературні синтетичні рідини. У гідросистемах використовують наступні синтетичні рідини.

Диефіри – рідини на основі складних ефірів двох основних кислот (адіпінової, себацинової) з первинними або багатоатомними спиртами. Верхня межа робочої температури – 200°С. Модуль об'ємної пружності диефірів при температурі 25°С близько 2100 МПа [10].

Сілоксани й полісілоксани можуть використатися при робочій температурі до 175°С. Відрізняються великою стискальністю, майже у два рази більшою, ніж у мінеральних масел. Модуль об'ємної пружності при 20°С становить 900 МПа. Мають незадовільну змащувальну здатність, тому їх застосовують у суміші з диефірами або нафтовими маслами. На основі поліетилсілоксанових рідин і нафтових масел АУ або МС-14 одержують серію приладових масел ОКБ-122.

До синтетичних робочих рідин для гідросистем ставляться також фосфати – рідини на основі складних ефірів фосфорної кислоти, водно-гліколеві й водно-гліцеринові рідини й ряд інших, але їхнє застосування в гідропружних системах важкувате через значну вартість, високу токсичність й високий модуль пружності (наприклад, водно-гліцеринова рідина при температурі 20°С має модуль об'ємної пружності 2000 МПа).

Найбільше застосування в гідросистемах ковальсько-пресових й інших машин знаходять мінеральні масла. Значення їхніх модулів пружності залежать від тиску. Початкові модулі об'ємної пружності, щільності й інші

дані для найбільше часто застосовуваних у гідросистемах ковальсько-пресових й інших машин мінеральних масел наведені в літературі.

Вплив тиску. Зміна тиску приводить до зміни модуля об'ємної пружності рідини. Залежність модуля пружності від тиску із задовільною точністю відображається поруч [10]:

$$E_p = \alpha_1(p + p_\alpha) + \alpha_2(p + p_\alpha)^2 + \dots, \quad (1.41)$$

де $\alpha_1, \alpha_2, p_\alpha$ – константи, що залежать від виду рідини. Для води $\alpha_1 = 6,5$; $p_\alpha = 325$ МПа. Для мінеральних масел $\alpha_1 = 12,5$ і $p_\alpha = 100$ МПа. Коефіцієнти $\alpha_2, \alpha_3, \dots$ настільки малі, що вплив відповідних членів ряду починає позначатися лише при значеннях $(p + p_\alpha)$ більше 2000...3000 МПа.

Аналогічні залежності запропоновані при дослідженні мінеральних масел для ізотермічного й адіабатичного модуля об'ємної пружності. Найбільш зручною для інженерних розрахунків є формула

$$E_p = E_{p0} + A_p, \quad (1.42)$$

де E_{p0} – модуль пружності при атмосферному тиску;

A_p – параметр, що залежить від типу рідини і її температури.

Значення параметра A_p , модуля E_{p0} й щільності для деяких рідин наведені у [10].

Аналіз впливу тиску на модуль об'ємної пружності рідини показує, що при зміні тиску від 0,1 до 200 МПа модуль об'ємної пружності, розрахований за формулою (1.42), збільшується у 2,3...2,8 рази, що не відповідає дійсності. Тому користуватися лінійними залежностями E_p від тиску можна з достатньою для інженерних розрахунків погрішністю (10...15%) тільки до тисків 60 МПа. При використанні більше високого тиску варто вводити уточнення до розрахунку.

Вплив температури. Щільність рідини залежить від температури, і з її зміною змінюється питома вага рідини. Ця залежність характеризується температурним коефіцієнтом α_T (1°C) об'ємного розширення (стиску) рідини, що виражає зміну обсягу рідини при зміні температури на 1°C (Δt).

$$\alpha_T = \frac{\Delta Q}{Q_p \Delta t}, \quad (1.43)$$

де Δt показує зміну температури рідини.

Якщо рідина перебуває в замкнутому обсязі, то при зміні температури рідини зміниться її тиск. Відомо, що $\Delta p = \frac{E_p Q_p}{\Delta Q_p}$ показує зміну тиску при зміні обсягу Q_p на величину ΔQ_p . Тоді з рівняння (1.43) одержимо

$$\Delta Q = \alpha_T Q_p \Delta t. \quad (1.44)$$

Зміна тиску в обсязі $Q_{ж}$ при зміні температури на Δt складе

$$\Delta p = E_p \alpha_T \Delta t. \quad (1.45)$$

Для рідини АМГ-10 $E_p = 1480$ МПа, $\alpha_T = 0,0008$ $1/^\circ\text{З}$, тоді для $\Delta t = 1^\circ$ одержимо $\Delta p = 1480 * 0,0008 = 1,18$ МПа, що добре збігається з експериментальними даними.

Максимальне значення температурного коефіцієнта об'ємного розширення мають синтетичні рідини. Наприклад, середній коефіцієнт α_T для рідин на основі алкілових полісілоксанів при $\Delta t = 1 \dots 200^\circ\text{С}$ становить величину, що на 17...20% вище, ніж у мінеральних масел, однак модуль об'ємної пружності цих рідин менше, ніж у мінеральних масел також на 15...20%, тому їхнє застосування замість мінеральних масел у пристроях, що використовують властивість температурного розширення рідин, неефективне.

Збільшення пружної енергії ΔU в обсягу рідини при зміні температури на Δt складе:

$$\Delta U = \frac{\Delta p^2 Q_p}{2 E_p} = \frac{E_p^2 \alpha_T^2 \Delta t^2 Q_p}{2 E_p} = 0,5 \alpha_T^2 \Delta t^2 E_p Q_p$$

Таким чином, змінюючи температуру рідини в замкнутому обсягу, можна змінювати величину енергії, що запасемо, яка потім використовується для приводу рухливих частин швидкодіючих машин.

Вплив газової складової обсягу акумулятора.

Поводження газоповітряної складової робочої рідини докладно досліджено. Розглянемо основні положення. У рідині завжди перебувають га-

зи (повітря), які можуть бути в розчиненому стані (фаза Р) і нерозчиненому – у вигляді пухирців або газових ємностей (фаза Г). Під час роботи гідроприводу Г і Р безупинно переходять один в одного, змістовність фаз нестабільна й оцінюється відносинами $\alpha_1 = Q_{pr} / Q_c$ й $\alpha_2 = Q_r / Q_c$, узятими при початкових умовах (тиск 0,1 МПа, температура 273 ДО). Значення α_1 становлять звичайно 7...11% і визначаються залежно від щільності рідини ρ :

$$\alpha_1 = -55\rho + 56,3\% . \quad (1.46)$$

Коливання газових пухирців і частоти їхніх власних коливань ω_0 визначаються залежністю

$$\omega_0 = \frac{c_r}{R_r} \sqrt{\frac{3\rho_r}{\rho_a}} = \frac{c_r}{R_r} \sqrt{\frac{3\rho_{r0}}{\rho_a}} \sqrt{\frac{\rho_r}{P}} , \quad (1.47)$$

індекс 0 визначає початкові умови.

При цьому $\rho_r > \rho_a$ через дію сил поверхневого натягу:

$$\rho_r = \rho_a + 2\sigma_i / R_r . \quad (1.48)$$

де σ_i – сила поверхневого натягу, для мінеральних масел $\sigma_i \cong 0,025...0,03$ Н/м.

R_r - радіус газового пухирця.

Чим менше R_r , тим більше помилка при визначенні без обліку впливу σ_i (до 25% при $R_r = 1$ мкм).

Залежність змісту фази Г від в'язкості робочої рідини для $\nu \geq 4 \cdot 10^{-5}$ м²/с виражається

$$\alpha_1 = -11800\nu + 8,47\% ,$$

де V – кінематична в'язкість рідини.

Пухирці фази Г перебувають в обсягу рідини й на стінках акумулятора (особливо в мікротріщинах). При проходженні рідини через насос або акумулятор тиск значно змінюється, відбувається деформація пухирців

фази Γ із відповідною зміною температури. Якщо зміна температури відбувається за час, коли відводом тепла можна зневажити, то температура після підвищення тиску визначиться:

$$T_2 = (P_1 / P_2)^{\frac{n-1}{n}} T_1, \quad (1.49)$$

індекси 1 відносять до початкового стану; індекси 2 – до кінцевого; n – ступеневий показник адіабатичного процесу фази Γ , залежить від властивостей фази Γ , тиску й температури.

1.3.2 Зв'язок металевої оболонки й рідини в акумуляторах пружної енергії

Гідравлічний акумулятор накопичує потенційну енергію за рахунок пружної деформації рідини й оболонки акумулятора. Розглянемо розподіл енергії між рідиною й матеріалом оболонки (стінок) акумулятора. Енергія стислої рідини, що перебуває в порожнині акумулятора, визначиться вираженням

$$U_p = \frac{1}{2} \Delta p \Delta Q.$$

Відомо, що $\Delta Q = \frac{Q_p P}{E_p}$

Тоді $U_p = \frac{P^2 Q_p}{2E_p}$ (1.50)

При подачі рідини в акумулятор і підвищенні тиску рідини зростають навантаження в його корпусі – оболонці, й відповідно зростає енергія, що запасується в оболонці акумулятора.

Пружна деформація циліндрів-акумуляторів. Конструкція циліндричного акумулятора подана на рис. 1.6.

Обчислимо потенційну енергію пружної деформації циліндра, навантаженого внутрішнім тиском P .

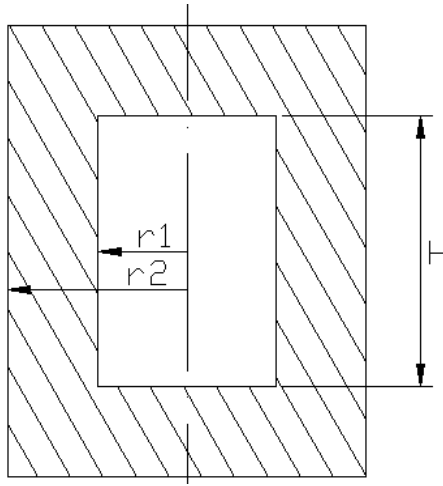


Рисунок 1.6 - Схема циліндра - акумулятора

Припустимо, що напружений стан у циліндрі з достатньою точністю описується формулами Ляме:

$$\delta_t = \frac{r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} P \left(1 + \frac{r_2^2}{r^2}\right); \quad (3.41)$$

$$\delta_r = \frac{r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} P \left(1 - \frac{r_2^2}{r^2}\right); \quad \delta_z = \frac{r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} p.$$

Впливом торців циліндра зневажаємо. Потенційна енергія деформації, віднесена до одиниці об'єму тіла циліндра, може бути представлена у вигляді

$$\omega = \frac{1}{2E} \left[(\delta_t^2 + \delta_r^2 + \delta_z^2) - 2\mu(\delta_t\delta_r + \delta_z\delta_r + \delta_z\delta_t) \right]$$

Тоді потенційна енергія пружної деформації циліндра

$$U_u = \int \int \int_{Q_m} \omega dQ_m = \frac{1}{2E} P^2 \frac{r_1^4}{(r_2^2 - r_1^2)^2} \int_0^{2\pi} \int_0^H \int_{r_1}^{r_2} \left[3(1 - 2\mu) + 2(1 + \mu) \frac{r_2^4}{r^4} \right] r dt dr dz$$

або

$$U_u = \pi \left[3 \left(\frac{1}{2} - \mu \right) + (1 + \mu) \frac{r_2^2}{r_1^2} \right] \frac{r_1^4 H}{r_2^2 - r_1^2} \frac{P^2}{E}$$

Позначимо $\kappa = \frac{r_2}{r_1}$ - коефіцієнт товстостінності циліндра.

$$U_u = \left[3\left(\frac{1}{2} - \mu\right) + (1 + \mu)\kappa^2 \right] \frac{1}{\kappa^2 - 1} \pi R_0^2 H \frac{P^2}{E_M}$$

За цією формулою можна обчислити потенційну енергію пружної деформації циліндра, навантаженого робочим тиском P рідини.

Позначимо U_p потенційну енергію робочої рідини усередині циліндра, тоді відповідно до формули (1.50)

$$U_p = \frac{1}{2} \frac{P^2}{E_p} \pi r_1^2 H$$

Повну потенційну енергію, накопичену пружною системою циліндр-робоча рідина, можна обчислити за формулою

$$U_{пол} = U_p + U_u = \frac{1}{2} \frac{P^2}{E_p} \pi r_1^2 H + \left[3\left(\frac{1}{2} - \mu\right) + (1 + \mu)\kappa^2 \right] \frac{1}{\kappa^2 - 1} \pi r_1^2 H \frac{P^2}{E_M} \quad (1.51)$$

або

$$U_{пол} = U_p (1 + \delta) \quad (1.52)$$

де $\delta = \frac{[3(1 - 2\mu) + 2\kappa^2(1 + \mu)] E_p}{\kappa^2 - 1} \frac{1}{E}$ - коефіцієнт, що враховує відношення потенційної енергії пружної деформації стінок до енергії робочої рідини в циліндрі.

Загалом кажучи, для сталі $\frac{E_p}{E_M} \approx 10^{-2}$, тоді залежність δ у відсотках від κ для різних матеріалів показана на рис. 1.7.

У циліндричному акумуляторі із плоскими торцями обсяг рідини й обсяг матеріалу його оболонки визначається:

$$U_p = \pi r_1^2 H ;$$

$$Q_M = \pi r_1^2 H (\kappa^2 - 1) + 1.5 \pi r_2^2 (r_2 - r_1). \quad (1.53)$$

Аналізуючи криві на рис. 1.7, можна встановити, що величина потенційної енергії, що запасається в циліндричній оболонці циліндра-акумулятора, залежить від матеріалу циліндра та коефіцієнта товстостінності K . При зменшенні коефіцієнта K частка енергії, що накопичується в оболонці, збільшується.

залежність $b = \frac{U_n}{U_p} \cdot 100\%$ від $K = \frac{\tau_2}{\tau_1}$

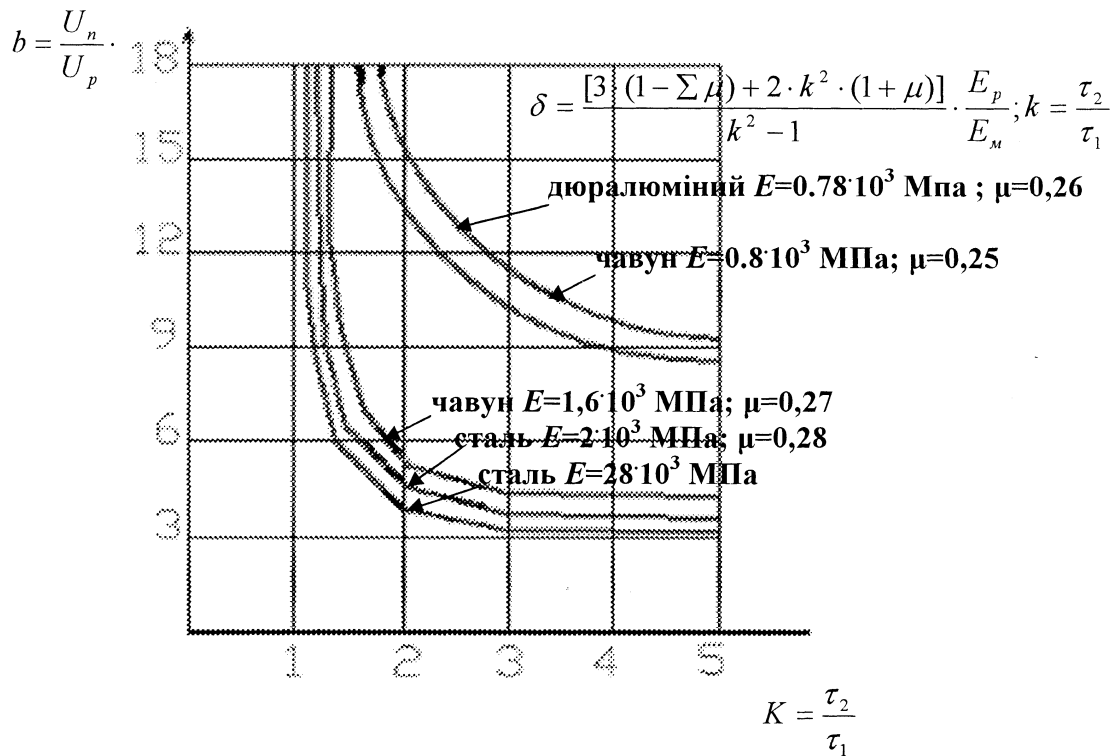


Рисунок 1.7 - Залежність δ у відсотках від k для різних матеріалів

Пружна деформація товстостінних сферичних ємностей-акумуляторів.

Розглянемо товстостінну сферичну ємність, навантажену зсередини тиском P (рис. 1.8), і визначимо навантаження, що виникають при такому напруженні.

Якщо пружне середовище навантажене вісесиметрично, то рівняння рівноваги в навантаженнях (для сферичної системи координат) має вигляд:

$$\frac{d\delta_r}{dr} + 2 \frac{\delta_r - \delta_\varphi}{r} = 0,$$

де $\delta_\varphi = \delta_\theta$

$\tau_{r\varphi} = \tau_{\varphi\theta} = 0$ – відсутні дотичні навантаження.

Запишемо вираження відносних деформацій: $E_r = \frac{dU}{dr}$

- відносна деформація у напрямку радіуса;

$E_\varphi = \frac{U}{r}$ – відносна деформація;

$E_\theta = \frac{U}{r}$ – відносна деформація;

$U(r)$ – радіальне переміщення.

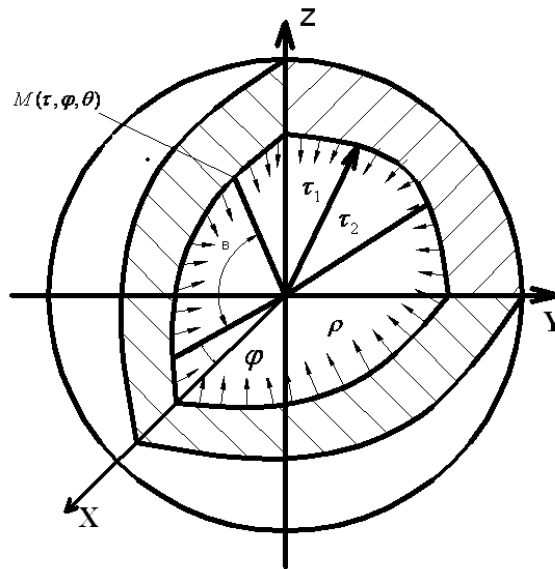


Рисунок 1.8 - Сферична ємність

Рівняння зв'язку відносних деформацій і головних навантажень

$(\delta_r, \delta_\varphi, \delta_\theta)$:

$$E_r = \frac{1}{E} [\delta_r - \mu(\delta_\varphi + \delta_\theta)]$$

$$E_\varphi = \frac{1}{E} [\delta_\varphi - \mu(\delta_r + \delta_\theta)]$$

$$E_\theta = \frac{1}{E} [\delta_\theta - \mu(\delta_r + \delta_\varphi)]$$

$$\text{або } E_r = \frac{1}{E} [\delta_r - 2\mu\delta_\varphi]$$

$$E_\varphi = \frac{1}{E} [(1-\mu)\delta_\varphi - \mu\delta_r] \quad 1.54$$

З огляду на (1.53) і (1.54), одержимо:

$$\delta_r = \frac{E}{(1-\mu-2\mu^2)} \left[(1-\mu) \frac{dU}{dr} + 2\mu \frac{U}{r} \right]; \quad (1.55)$$

$$\delta_\varphi = \frac{E}{(1-\mu-2\mu^2)} \left[\mu \frac{dU}{dr} + \frac{U}{r} \right].$$

Тоді

$$\delta_r - \delta_\varphi = \frac{(1-2\mu)E}{(1-\mu-2\mu^2)} \left[\frac{dU}{dr} - \frac{U}{r} \right];$$

$$\frac{d\delta_r}{dr} = \frac{E}{(1-\mu-2\mu^2)} \left[(1-\mu) \frac{d^2U}{dr^2} + \frac{2\mu}{r} \frac{dU}{dr} - 2\mu \frac{U}{r^2} \right]. \quad (1.56)$$

З огляду на (1.56) рівняння (1.51) набуває виду

$$\frac{d^2U}{dr^2} + \frac{2}{r} \frac{dU}{dr} - 2 \frac{U}{r^2} = 0. \quad (1.57)$$

Загальне рішення цього рівняння має вигляд

$$U(r) = C_1 r + \frac{C_2}{r^2}, \quad (1.58)$$

де C_1 й C_2 – довільні постійні, які можна знайти, використовуючи граничні умови.

У нашому випадку граничні умови можна записати у вигляді:

$$\text{при } r = r_1 \quad \delta_r /_{r=r_1} = -P;$$

$$\text{при } r = r_l \quad \delta r /_{x=re} = 0. \quad (1.59)$$

Використовуючи (1.55), (1.58) і (1.59), одержимо систему рівнянь відносно C_1 й C_2 :

$$\left. \begin{aligned} \frac{E}{(1-\mu-2\mu^2)} \left[(1+\mu)C_1 + (4\mu-2) \frac{C_2}{r_1^3} \right] &= -P; \\ \frac{E}{(1-\mu-2\mu^2)} \left[(1+\mu)C_1 + (4\mu-2) \frac{C_2}{r_2^3} \right] &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (1.60)$$

Вирішивши систему рівнянь, знайдемо:

$$C_1 = \frac{(1-\mu-2\mu^2)}{(1+\mu)} \frac{r_1^3}{r_2^3 - r_1^3} \frac{P}{E_M} \quad (1.61)$$

$$C_2 = \frac{(1-\mu-2\mu^2)}{2(1+2\mu)} \frac{r_1^3 r_2^3}{r_2^3 - r_1^3} \frac{P}{E_M}$$

Радіальне переміщення довільного перетину елемента сферичної ємності можна обчислити за формулою

$$U(r) = (1-\mu-2\mu^2) \frac{r_1^3}{(r_2^3 - r_1^3)} \frac{P}{E} \left[\frac{r}{1+\mu} + \frac{r_2^3}{2(1-2\mu)r^2} \right] \quad (1.62)$$

де $r_1 \leq r \leq r_2$

δ_r , δ_φ , і δ_θ – за формулою

$$\delta_r = P \frac{r_1^3}{r_2^3 - r_1^3} \left(1 - \frac{r_2^3}{r^3} \right), \quad (1.63)$$

де $r_1 \leq r \leq r_2$.

$$\delta_\varphi = \delta_\theta = P \frac{r_1^3}{r_2^3 - r_1^3} \left(1 + \frac{r_2^3}{2r^3} \right) \quad (1.64)$$

Обчислимо гранично припустимий тиск P_{max} у товстостінній сферичній ємності, навантаженої зсередини. Відповідно до енергетичної теорії формозміни:

$$\delta_{\text{зкв}} = \sqrt{\frac{1}{2} \left[(\delta_r - \delta_\varphi)^2 + (\delta_r - \delta_\theta)^2 + (\delta_\theta - \delta_\varphi)^2 \right]}.$$

З огляду на (1.63), вираження (1.64) набуде виду:

$$\delta_{\text{екв}} = \delta_{\varphi} - \delta_r = P \frac{r_1^3}{r_2^3 - r_1^3} \frac{3}{2} \frac{r_2^3}{r^3}$$

$$i \quad \delta_{\text{екв}} \Big|_{\text{max}} = \frac{3}{2} P \frac{r_2^3}{r_2^3 - r_1^3}$$

$$r = r_1$$

$$\text{звідси } P_{\text{max}} = \frac{2}{3} \frac{r_2^3 - r_1^3}{r_2^3} \delta_{\text{екв}}. \quad (1.65)$$

Тому що $\frac{r_2}{r_1} = \kappa$, то (1.65) набуде виду:

$$P_{\text{max}} = \frac{2}{3} \frac{\kappa^3 - 1}{\kappa^3} \delta_{\text{екв}} \quad (1.66)$$

Обчислимо потенційну енергію пружної деформації сферичної ємності, навантаженої внутрішнім тиском.

Потенційна енергія деформації, віднесена до одиниці об'єму, може бути подана у вигляді

$$\varpi = \frac{1}{2E} \left[(\sigma_T^2 + \sigma_{\varphi}^2 + \sigma_B^2) - 2\mu (\sigma_T \sigma_{\varphi} + \sigma_T \sigma_B + \sigma_{\varphi} \sigma_B) \right],$$

або, з огляду на $\sigma_{\varphi} = \sigma_B$, одержимо

$$\varpi = \frac{1}{2E} \left[(\sigma_T (\sigma_T - 4\mu \sigma_{\varphi}) + 2(1 - \mu) \sigma_{\varphi}^2) \right]. \quad (1.67)$$

Знайдемо:

$$\delta_r - 4\mu \delta_{\varphi} = P \frac{r_1^3}{r_2^3 - r_1^3} \left[(1 - 4\mu) - (1 + 2\mu) \frac{r_2^3}{r^3} \right];$$

$$(1 - \mu) \delta_{\varphi}^2 = (1 - \mu) P^2 \frac{r_1^6}{(r_2^3 - r_1^3)^6} \left(1 + \frac{r_2^3}{2r^3} \right)^2 = P^2 \frac{r_1^6}{(r_2^3 - r_1^3)^2} \left[(1 - \mu) + (1 - \mu) \frac{r_2^3}{r^3} + (1 - \mu) \frac{r_2^6}{4r^6} \right];$$

$$\delta_r (\delta_r - 4\mu \delta_{\varphi}) + 2(1 - \mu) \delta_{\varphi}^2 = P^2 \frac{r_1^6}{(r_2^3 - r_1^3)^2} \left[(3 - 6\mu) + \frac{3 + 3\mu}{2} \frac{r_2^6}{r^6} \right].$$

Отже,

$$\omega = \frac{1}{2E} P^2 \frac{r_1^6}{(r_2^3 - r_1^3)^2} \left[(3 - 6\mu) + \frac{3}{2} (1 + \mu) \frac{r_2^6}{r_1^6} \right]. \quad (1.68)$$

Потенційна енергія стінок сферичної ємності U_{cf} визначається:

$$U_{cf} = \iiint_Q \omega dv = \frac{1}{2E} P^2 \frac{r_1^6}{(r_2^3 - r_1^3)^2} \int_0^{2\pi} d\varphi \int_0^\pi \sin\theta d\theta \int_{r_1}^{r_2} \left[(3 - 6\mu) + \frac{3}{2} (1 + \mu) \frac{r_2^6}{r^6} \right] r^2 dr;$$

$$U_{cc} = \frac{1}{2E} P^2 \frac{4\pi}{3} r_1^3 \frac{r_1^3}{r_2^3 - r_1^3} \left[(3 - 6\mu) + \frac{3}{2} (1 + \mu) \frac{r_2^3}{r_1^3} \right].$$

З огляду на $\frac{r_2^2}{r_1^2} = \kappa$, одержимо

$$U_{cf} = \frac{\left[(3 - 6\mu) + \frac{3}{2} (1 + \mu) \kappa^3 \right]}{(\kappa^3 - 1)} \frac{P^2}{2E} \frac{4\pi}{3} r_1^3.$$

Енергія, накопичена рідиною в порожнині сферичного акумулятора,

$$U_p = \frac{P^2}{2E_p} \frac{4\pi}{3} r_1^3$$

Повна величина накопиченої енергії

$$U_{пол} = U_p + U_{cf} = U_p (1 + \delta_1), \quad (1.69)$$

де δ_1 - коефіцієнт, що враховує відношення потенційної енергії пружної деформації стінок сферичної ємності до енергії робочої рідини в порожнині ємності,

$$\delta_1 = \frac{U_{cf}}{U_p} = \frac{3 \left[(1 - 2\mu) + \frac{1 + \mu}{2} \kappa^3 \right]}{\kappa^3 - 1} \frac{E_p}{E_m} \quad (1.70)$$

Якщо для сталі $\frac{E_p}{E} \approx 10^{-2}$ та $\mu = 0.3$, графік залежності δ_1 від K має вигляд, наведений на рисунку 1.9.

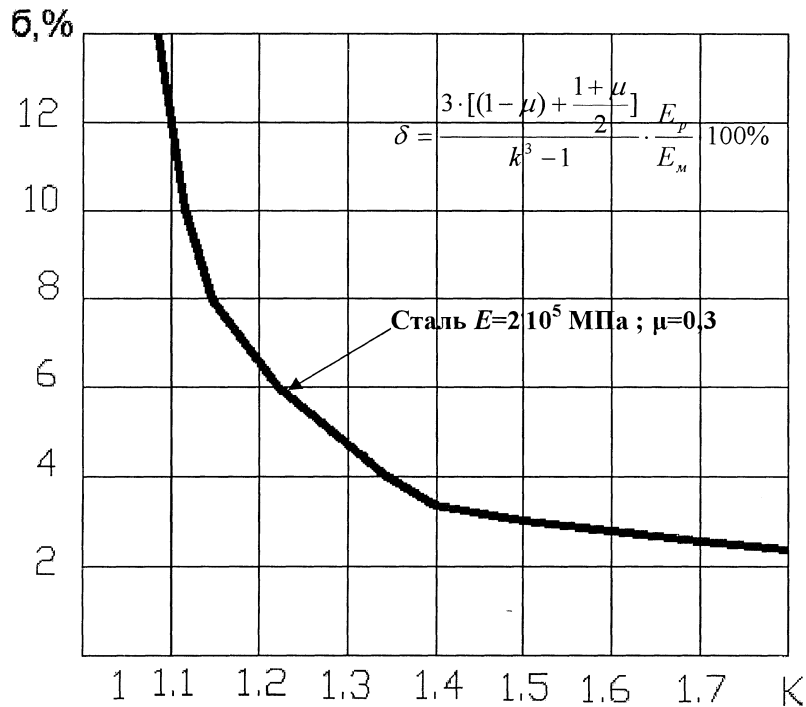


Рисунок 1.9 - Графік залежності δ_1 від K

Аналіз графіка показує, що енергія, накопичена пружною деформацією стінок сферичної ємності, становить 4..,15% енергії робочої рідини й залежить від матеріалу стінок і їхнього коефіцієнта товстостінності.

Порівняння енергоємності циліндричного й сферичного акумуляторів. Уводимо наступні умови:

- ємності мають однакові внутрішні обсяги Q_0 ;
- коефіцієнт товстостінності однаковий для обох ємностей;
- еквівалентні напруги в стінках ємностей однакові.

Тоді найбільший тиск:

для циліндричної ємності –

$$P_{ц} = \frac{\delta_{\text{екв}}}{\sqrt{3}} \frac{K^2 - 1}{K^2}; \quad (1.71)$$

для сферичної ємності – $P_{сс} = \frac{2}{3} \delta_{\text{екв}} \frac{K^3 - 1}{K^3}.$

Енергія, накопичена рідиною в ємностях:

$$U_{pp} = \frac{P_y^2}{2E_p} Q; \quad U_{p.cф} = \frac{P_{cф}^2}{2E_p} Q_o.$$

Знайдемо відношення: $\lambda = \frac{U_{psc}}{U_{pu}};$ (1.72)

$$\lambda = \frac{P_{cф}^2}{P_y^2} = \frac{4 (K^2 + K + 1)^2}{3 K^2 (K + 1)^2}, 1 < K < \infty. \quad (1.73)$$

Графік залежності λ від K наведений на рисунку 1.10. Із графіка видно, що в сферичній ємності можна запасти енергію у два – три рази більше, ніж у циліндричному, за умови $1 < K < 2$.

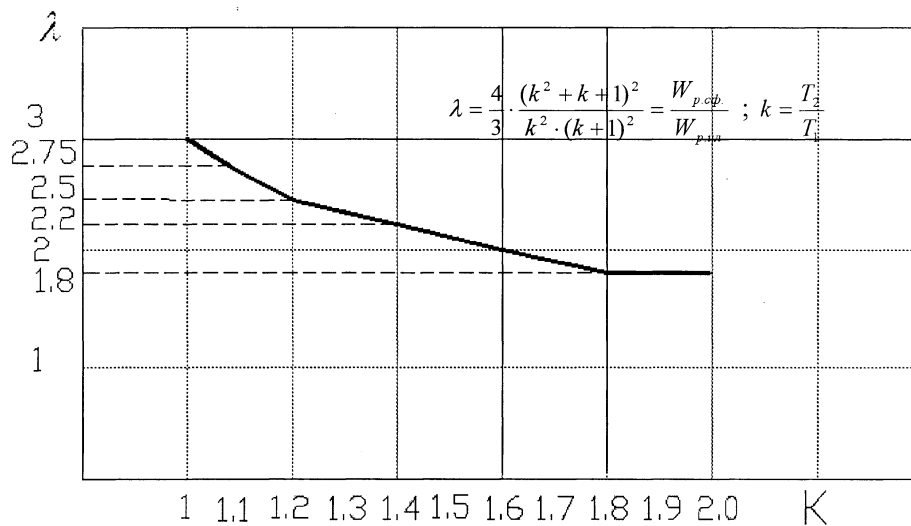


Рисунок 1.10 – Залежність λ від K для сфери

Аналіз розмірів акумуляторів енергії. При проектуванні гідравлічних акумуляторів енергії й усього гідропружного приводу машини ударної дії необхідно раціонально вибирати робочий тиск рідини. При цьому керуються необхідною величиною енергії, що запасається, наявністю серійних насосів і гідроапаратури, а також забезпеченням міцності деталей енерговузла й мінімальними витратами матеріалу на енерговузол і, зокрема, на акумулятор – найбільшу матеріалоемну частину енерговузла машини. Таким чином, при заданому рівні енергії необхідно забезпечити умову:

$$\frac{Q_M}{U_p} = \min. \quad (1.74)$$

Розглянемо акумулятор циліндричної форми й визначимо відношення обсягу стінок акумулятора (без обліку торцевих частин) до енергії, що запасає рідиною в його порожнині.

$$\text{У такому акумуляторі } Q_M = \pi(\kappa_2^2 - r_1^2)H ,$$

$$U_p = \frac{P^2 \pi r_1^2 H}{2E_p} .$$

Величина навантажень для товстостінних циліндрів визначається співвідношенням робочого тиску, зовнішнього й внутрішнього радіусів і має вигляд

$$\frac{r_2^2}{r_1^2} = \frac{[\delta]}{[\delta] - P\sqrt{3}} = \kappa^2 , \quad (1.75)$$

$$\text{звідки } r_2^2 = \frac{r_1^2 [\delta]}{[\delta] - P\sqrt{3}} .$$

Відношення (1.75) можна виразити

$$\frac{Q_M}{U_p} = \frac{(r_2^2 - r_1^2) 2E_p}{P^2 r_1^2} . \quad (1.76)$$

Підставляємо у формулу (1.77) значення (1.76), одержуємо

$$\frac{Q_M}{U_p} = \frac{2\sqrt{3}E_p}{P([\delta] - P\sqrt{3})} . \quad (1.77)$$

Аналіз вираження (1.78) показує, що є такий тиск $P = P_{opt}$, при якому це вираження буде мінімальним. Для знаходження P_{opt} знайдемо похідну за P знаменника формули (1.78) і дорівнюємо її до нуля:

$$[p([\delta] - p\sqrt{3})]' = [\delta] - 2\sqrt{3}p = 0 , \quad (1.78)$$

звідки

$$P_{opt} = \frac{[\delta]}{2\sqrt{3}} . \quad (1.79)$$

Такий тиск при заданому матеріалі стінок акумулятора забезпечує нагромадження заданої величини енергії рідини при мінімальних витратах матеріалу на акумулятор. Виразення (1.80) збігається з отриманими раніше значеннями, знайденими з умови забезпечення циліндром заданого зусилля [11, 12].

Визначимо співвідношення радіальних розмірів циліндра-акумулятора при оптимальному тиску рідини. Для цього у виразення (1.76) підставимо значення (1.80):

$$\frac{r_{2\ opt}^2}{r_{1\ opt}^2} = \kappa^2 = \frac{[\delta]}{[\delta] - \frac{[\delta] - \sqrt{3}}{2\sqrt{3}}} = 2 . \quad (1.80)$$

Співвідношення радіусів такого циліндра визначиться з формули (1.81)

$$r_{2\ opt} = \sqrt{2} r_{1\ opt} . \quad (1.81)$$

Обсяг матеріалу стінок циліндра-акумулятора, розрахованого по оптимальному тиску з обліком (1.82), визначиться:

$$Q_{M_{opt}} = \pi(r_{2\ opt}^2 - r_{1\ opt}^2)H = \pi r_{1\ opt}^2 H . \quad (1.82)$$

Відзначимо, що обсяги рідини й стінок для циліндра, розрахованого за оптимальним тиском, рівні.

При виборі робочого тиску й проектуванні енерговузла машини за заданою величиною енергії, що накопичується, не завжди доцільно виходити лише з умови мінімальних витрат матеріалу на оболонку акумулятора (це забезпечується вибором робочого тиску рідини, рівного оптимальному). Варто враховувати технологічність виготовлення акумулятора, величину його внутрішнього й зовнішнього діаметрів, наявність насосів, гідроапаратури на потрібний тиск, відповідність тиску стандарту, властивості матеріалу оболонки акумулятора, економічні фактори.

Робочий тиск рідини може бути прийнятий більше або менше оптимального. Для циліндрів гідравлічних пресів з умови сталості номінального зусилля рекомендується вибирати робочий тиск менше оптимального на 30%, при цьому маса циліндра знижується на 25%, зовнішній діаметр збільшується на 5% [13].

Розглянемо, як міняються радіальні розміри циліндра-акумулятора і його маса при тиску рідини, що відрізняється від оптимального, $P_p = \eta P_{opt}$. Розрахунок ведемо для циліндра одиничної довжини ($H=1$) за умови сталості енергії, що накопичується рідиною. Впливом торців циліндра зневажаємо.

Вираження (1.76) з обліком (1.80) має вигляд

$$\kappa^2 = \frac{2}{2-\eta}. \quad (1.83)$$

Визначимо значення r_1 , r_2 , Q_M при тиску $P_p = \eta P_{opt}$ й умові $U_p = const$, $E_p = const$:

$$U_p = \frac{\pi r_1^2 H \eta^2 P_{opt}^2}{2E_p} \text{ або } r_1 = \frac{r_{1opt}}{\eta}. \quad (1.84)$$

Відомо, що $r_2 = \kappa r_1$, підставивши у формули (1.84) і (1.85), одержимо

$$r_2 = \sqrt{\frac{2}{2-\eta}} \frac{r_{1opt}}{\eta}. \quad (1.85)$$

Обсяг матеріалу стінок акумулятора одиничної довжини визначиться з обліком (1.84) і (1.85):

$$Q_M = \frac{\pi r_{1opt}^2}{\eta(2-\eta)}. \quad (1.86)$$

Значення $\frac{r_1}{r_{1opt}}$, $\frac{r_2}{r_{1opt}}$ і $\frac{Q_M}{Q_{Monm}}$ одержимо з формул (1.84), (1.85) і (1.86) з обліком (1.83) при $H=1$:

$$\frac{r_1}{r_{1opt}} = \frac{1}{\eta}; \quad \frac{r_2}{r_{1opt}} = \sqrt{\frac{2}{2-\eta}} \frac{1}{\eta}; \quad \frac{Q_M}{Q_{Mopt}} = \frac{1}{\eta(2-\eta)}. \quad (1.87)$$

Значення цих величин у функції від n подані графіками на рисунку 1.11.

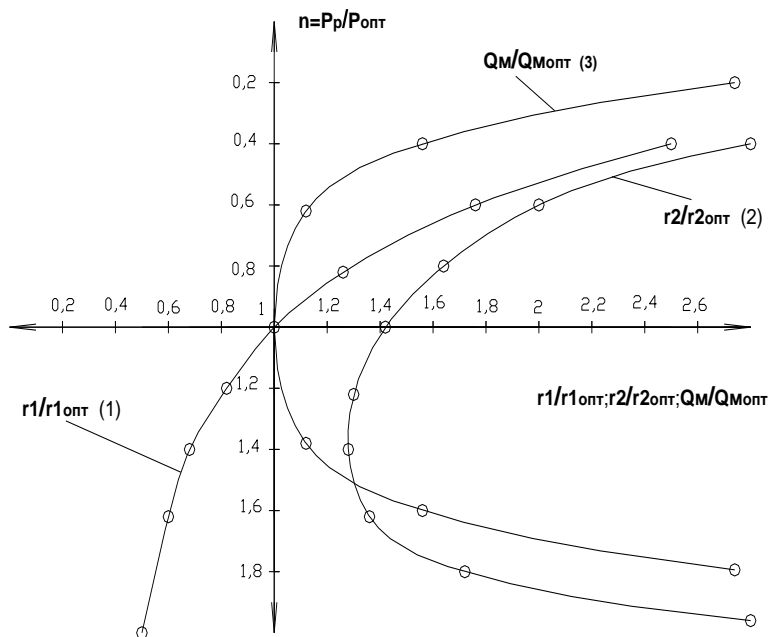


Рисунок 1.11 - Графік залежності розмірів і обсягів циліндра акумулятора від відношення тисків

Аналіз графіків дозволяє зробити наступні висновки: для циліндрів-акумуляторів, що накопичують однакову енергію, але розрахованих на різний тиск рідини:

- Мінімальна маса стінок циліндра-акумулятора забезпечується при робочому тиску рідини, рівному оптимальному. Підвищення або зниження тиску рідини від оптимального приводить до збільшення маси циліндра-акумулятора (крива 3). При цьому зовнішній діаметр циліндра буде більше мінімально можливого на 10...12%.
- Мінімальний зовнішній діаметр циліндра-акумулятора забезпечується при тиску рідини на 20...50% вище оптимального (крива 2), при цьому маса циліндра-акумулятора зростає на 5...30%.

- Раціональним робочим тиском для циліндрів-акумуляторів можна вважати тиск на 10...30% вище оптимального, при цьому їхня маса зростає на 2...10%, зовнішній діаметр зменшується на 5...12% .
- Застосування робочих тисків рідини нижче оптимального приводить до різкого збільшення родильних розмірів циліндра-акумулятора.

Розглянемо акумулятор сферичної форми й визначимо відношення обсягу стінок до енергії, що запасасться рідиною в його порожнині.

Обсяг стінок акумулятора визначиться:

$$Q_M = \frac{4}{3} \pi (r_2^3 - r_1^3). \quad (1.88)$$

Енергія, що запасасться рідиною у сферичній порожнині,

$$U_{p.cф} = \frac{2\pi r_1^3 P^2}{3E_p} . \quad (1.89)$$

Умова міцності для сфери, навантаженої внутрішнім тиском, має вигляд

$$\frac{3r_2^3}{2(r_2^3 - r_1^3)} P \leq [\delta] \quad \text{або} \quad \frac{3\kappa^3}{2(\kappa^3 - 1)} P \leq [\delta]. \quad (1.90)$$

Відношення (1.75) для сферичного акумулятора визначиться:

$$\frac{Q_M}{U_p} = \frac{2}{p^2} (\kappa - 1) E_p . \quad (1.91)$$

Перетворимо (1.91)

$$\kappa^3 = \frac{r_2^3}{r_1^3} = \frac{2[\delta]}{2[\delta] - 3p} . \quad (1.92)$$

Підставляємо (1.93) в (1.92), одержуємо

$$\frac{Q_M}{U_p} = \frac{\delta E_p}{P(2[\delta] - 3p)} . \quad (1.93)$$

Визначимо оптимальний тиск рідини для сферичного акумулятора. Для цього визначимо похідну від знаменника формули (1.94) і дорівняємо

похідну нулю:

$$[p(2[\delta]-3p)] = 0 \text{ або } 2([\delta]-3p) = 0; \quad (1.94)$$

$$P_{opt} = \frac{[\delta]}{3}. \quad (1.95)$$

Такий тиск забезпечує мінімальну масу сферичного акумулятора, що забезпечує нагромадження заданої енергії рідини.

Визначимо співвідношення радіальних розмірів сферичного акумулятора при оптимальному тиску рідини. У вираження (1.93) підставляємо (1.96):

$$\kappa^3 = \frac{r_2^3}{r_1^3} = \frac{2[\delta]}{2[\delta] - \frac{3[\delta]}{3}} = 2. \quad (1.96)$$

Співвідношення радіусів сфери –

$$r_{2opt} = \sqrt[3]{2} r_{1opt}. \quad (1.97)$$

Обсяг матеріалу стінок акумулятора-сфери, розрахованого за оптимальним тиском з обліком (1.98), визначиться:

$$Q_{Mopt} = \frac{4}{3} \pi \kappa_{1opt}^3. \quad (1.98)$$

Обсяги внутрішньої порожнини й стінок сферичного акумулятора, розрахованого за оптимальним тиском, рівні між собою.

Розглянемо зміну радіальних розмірів і маси сферичного акумулятора при тиску рідини, що відрізняється від оптимального. $P_p = \eta P_{opt}$ і постійної накопиченої енергії рідини.

Вираження (1.93) з обліком (1.76) має вигляд:

$$\kappa^3 = \frac{2[\delta]}{2[\delta] - \frac{3[\delta]\eta}{3}} = \frac{2}{2-\eta}. \quad (1.99)$$

Визначимо r_1 , r_2 , Ом при тиску $P_p = \eta P_{onm}$ й умовах

$$U_p = const \quad \text{і} \quad E_p = const.$$

$$U_p = \frac{4}{3} \pi \kappa_1^3 \frac{P_{onm}^2 \eta^2}{2E_p} \quad r_{1onm}^3 = \eta^2 r_1^3 ; \quad (1.100)$$

$$r_1 = r_{1onm} \sqrt[3]{\frac{1}{\eta^2}}.$$

Відомо, що $r_2 = \kappa r_1$, підставимо (1.100) і (1.101):

$$r_2 = r_{1onm} \sqrt[3]{\frac{2}{r^2(2-\eta)}}. \quad (1.101)$$

Обсяг матеріалу корпусу сферичного акумулятора визначиться з об'ємом (1.99) і (1.100):

$$Q_M = \frac{4}{3} \pi (r_2^3 - r_1^3) = \frac{4}{3} \pi r_{1onm}^3 \frac{1}{\eta(2-\eta)}. \quad (1.102)$$

Визначимо відносини $\frac{r_1}{r_{1onm}}$, $\frac{r_2}{r_{1onm}}$ і $\frac{Q_M}{Q_{Monm}}$ з формул (1.100), (1.101), (1.102), (1.98):

$$\frac{r_1}{r_{1onm}} = \frac{1}{\sqrt[3]{\eta^2}}; \quad \frac{r_2}{r_{1onm}} = \sqrt[3]{\frac{2}{\eta^2(2-\eta)}}; \quad \frac{Q_M}{Q_{Monm}} = \frac{1}{\eta(2-\eta)}. \quad (1.103)$$

Значення цих величин у функції від η подані графіками на рисунку 1.12.

Аналіз графіків дозволяє зробити наступні висновки:

- мінімальна маса сферичного акумулятора забезпечується при робочому тиску, в 3 рази меншому межі текучості матеріалу стінок акумулятора. Зміна тиску рідини від оптимального в будь-яку сторону підвищує масу акумулятора (крива 3). Зовнішній діаметр сфери мінімальної маси буде більше мінімально можливого на 7%;

- мінімальний зовнішній радіус сферичного акумулятора забезпечується при тиску рідини на 10...60% вище оптимального (крива 2), при цьо-

му маса стінок акумулятора зростає на 2...25%;

- раціональним робочим тиском для сферичних акумуляторів можна вважати тиск на 10...40% вище оптимального. При цьому маса стінок може зрости на 1...40%, зовнішній діаметр зменшиться на 4...7%.

1.3.3 Перспективні напрями пошуку тіл і матеріалів з високим рівнем пружної енергії, що запасається

Раніше були розглянуті фактори, що впливають на зниження модуля пружності, а значить і підвищення пружної енергії, що запасається, в акумуляторах ГПП.

Серед таких факторів можна зазначити наступні:

- рідини з низьким модулем пружності, наприклад, силіконові рідини, у яких об'ємний модуль пружності в 2-3 рази менше, ніж у мінеральних масел і води; як недолік можна відзначити їхню токсичність, низькі змащувальні властивості, відносно дорогі;
- рідинно-газові суміші (емульсії), які за рахунок газової складової забезпечують зниження об'ємного модуля суміші й відповідно збільшення енергії, що запасається, в одиниці об'єму суміші; недоліком є низька стабільність газорідного середовища в часі, що знижує прогнозування величини енергії, яку запасують;
- зміна температури рідини, що викликає зміну її модуля об'ємної пружності, при підвищенні температури модуль пружності зменшується, пружна енергія, що запасається, збільшується; недолік – обмеження зміни температури через зміну в'язкості рідини, температури спалаху парів рідини;
- зміна форми акумуляторів пружної енергії, наприклад, у вигляді сільфонів, пружин, мембран і т.п., що може забезпечити збільшення загальної деформації оболонки рідини й відповідно збільшення пружної енергії, що запасається; недоліком цього способу є складність розрахунків і виготовлення акумуляторів за формою, яка відрізняється від циліндричної або сферичної.

Усі вищевикладені фактори (способи) підвищення величини пружної енергії, що запасається, в одиниці об'єму акумулятора були досліджені й показали свою ефективність.

Як перспективні напрями можна зазначити також:

- застосування сумішей рідин з різним модулем пружності, наприклад, суміш мінерального масла або води із силіконовими рідинами;
- введення в рідину еластичних елементів з підвищеною стискальністю (параметр, обернено пропорційний модулю пружності), наприклад, гумових тіл з газовими порожнинами (пустотілі кулі й т.п.), або тіла з пористої гуми із закритою пористістю.

Можливі й інші способи підвищення стискальності тіл з метою використання їх для нагромадження пружної енергії й використання її у швидкодіючих машинах різного призначення.

1.3.4 Моделювання ковальсько-пресових машин по технологічних і конструктивних особливостях

Науково обґрунтовану класифікацію ковальсько-пресових машин запропонував А.І.Зимін [14]. Було показано, що конструкція ковальсько-пресової машини залежить від енергетики машини. Енергетичний тип ковальсько-пресових машин визначається видом ефективної енергії машини. До основних видів ефективної енергії, застосовуваних у ковальсько-пресових машинах, відносяться:

- кінетична енергія поступального руху (молоти різних типів);
- кінетична енергія обертового руху махових мас (гвинтові й кривошипні преси, автомати, радіально-кувальні машини й т.п.);
- енергія тиску (гідравлічні преси, статки);
- імпульсна енергія (вибухові машини, молоти).

Джерелами енергії, застосовуваними у ковальсько-пресових машинах, є: електрична енергія; енергія пари; енергія теплової деформації; енергія вибуху вибухових речовин – пороху, газів, нафтових палив. Більшість цих джерел енергії створює імпульсну енергію, що виділена А.І.Зиміним як окремий вид енергії [14]. Комбінації чотирьох основних видів енергії створюють різні типи нових ковальсько-пресових машин. А.І.Зимін підкреслює, що «створення якісно нових ковальсько-пресових машин пов'язане із застосуванням для їхньої побудови нових видів і сукупностей енергії» [14].

Із шести можливих енерготипів машин з подвоєною енергією у вітчизняному типажі ковальсько-пресових машин останнього часу був тільки один – гвинтовий прес, що реалізує сполучення кінетичної енергії посту-

пального й обертового руху.

У результаті розробки гідропружного приводу машин ударної дії у Донбаській державній машинобудівній академії розроблені нові конструкції ковальсько-пресових машин. До них відносяться [15]:

1 Гідропружні молоти, у яких потенційна енергія тиску рідини й пружної деформації напружених деталей під час робочого циклу машини переходить у кінетичну енергію поступального руху, а потім в енергію пластичної деформації заготовки.

2 Прес-молоти, розроблені на базі гідравлічних пресів, у станину яких убудований гідропружний циліндр. Прес-молоти впливають на заготовку енергією-тиском (від гідропреса) і енергією поступального руху (від гідропружного циліндра).

3 Молоти-преси з розвитою молотовою частиною, постачені додатковими пресовими циліндрами.

4 Копри, переважно для операцій листового штампування, що впливають на заготовку енергією тиску й імпульсною енергією.

Класифікація нових ковальсько-пресових машин ударної й комбінованої дії за конструктивними ознаками повинна враховувати також конструктивне виконання її окремих механізмів і вузлів.

У таблиці 1.4 подана структурно-морфологічна класифікація машин ударної дії (молотів).

У таблиці 1.5 подана трохи скорочена структурно-морфологічна класифікація машин комбінованої (прес-молотового) дії.

Технологічний процес ОМТ, реалізований на машині, визначає її конструктивне виконання. Молоти, прес-молоти й копри, що використовують для роботи енергію пружної деформації рідини й деформуючих частин машини, застосовуються для різних операцій ОМТ. Тому їхнє конструктивне виконання багато в чому збігається з конструктивним виконанням традиційних машин.

Найбільш повною загальною класифікацією ковальсько-пресових машин є структурно-морфологічна класифікація, запропонована Ю.А.Бочаровим [16]. Ця класифікація включає конструктивні й технологічні ознаки. Застосуємо принцип відомої класифікації для машин ударної дії.

На основі цих класифікацій є можливість проводити параметричний аналіз із застосуванням теорії подоби, створювати нові ковальсько-пресові машини для різних операцій ОМТ, зашифрувати конструктивно-технологічні параметри машин, уводити їх у банки даних ЕОМ, використати в САПР.

Наприклад, пароповітряний молот і тех. процес на ньому зашифруються 37 групами цифр: 2; 3; 3; 1; 0; 2; 4; 2; 1; 1; 1; 1; 1; 1; 1; 1; 2; 3; 4; 0; 0;

1; 2; 4; 2; 5; 2; 1; 3; 1; 0; 4; 6; 0; 2; 3; 9; 1; 1; 3; 3.

Таблиця 1.4 - Структурно-морфологічна класифікація машин ударної дії /молотів/

Значеннєвий подільник	№ п/п	Властивості за значеннєвими дільниками, номер колонки												
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
Технологічне призначення	1	Універсальне	Об'ємне штампування	Висадження	Карбування, калібрування, виправлення, гнуття	Листове штампування	Пресування порошків	Брикетування стружки	Штампування в рознімних магріях	Різання, вирубка, пробивання	Штампування пружними сітками	Дінамічні випробування	Інерційне штампування	Механізм ручних робіт
Використання енергії	2	в одному струмку	у декількох струмках одночасно	у декількох струмках послідовно										
Кількість технологічних операцій	3	одна	дві	три	чотири	п'ять і більше								
Інструмент або середовище, що впливають на заготовку	4	бойок, штамп	еластичне середовище	сипуче середовище	рідина	газ	продукти згоряння вибуху	електромагнітне поле						
Додатковий вплив на заготовку	5	вібрація	ультразвук	радіація	лазерний промінь	плазма	змащення							
Матеріал, що перероблюють	6	злитки, виливка	сорговий прокат труби	аркуш, смуга, стрічка	матеріали маси	Пластмаси	лом, скрап	рідкий метал	Вогнетривки	деревина, шаруваті волокнисті матеріали				

Продовження таблиці 1.4

Значеннєвий дільник	Властивості за значеннєвими дільниками, номер колонки													
	№ п/п	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
Умови деформації заготовки	7	холодна	неповна холодна	неповна гаряча	гаряча	зверху пластична								
Одержувана продукція	8	заготовка для ОМТ	заготовка для обробки різанням	напівфабрикат для ОМТ	деталь для наступної обробки	готова деталь	складальна одиниця	інша продукція						
Енергоносії	9	Ст., повітря або азот	пара	пороху, ВВ	суміш газів	нафтові палива	хімічні речовини	стисла рідина	ЕРС	електромагніти	скраплений газ			
Спосіб впливу на заготовку	10	однобічним ударом твердого тіла	двостороннім ударом твердого тіла	багатобічним ударом твердого тіла	метанням заготовки у тверде тіло	метання в еластичне середовище	ударом еластичного середовища без опори	ударом еластичного середовища редувища	ударом проміжних твердих тіл	ударом по ударом проміжним еластичним тілам				
Тип передавального механізму	11	механічний	гідролічний	пневматичний	електричний	гідромеханічний	пневмомеханічний	електромеханічний	гідропневматичний гідропневматичний	електрогідролічний	електропневматичний			
Число й напрямки руху при водних штоків	12	один	два із зустрічним рухом	два зі співвісним рухом в одному напрямку	три з рухом по осях під 120°	три із рухом по осях під 90°	чотири із рухом по двох осях	шість із рухом по трьох осях						

Продовження таблиці 1.4

Значення дільник	№ п/п	Властивості за значеннями дільниками, номер колонки																
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13				
Число приводних циліндрів	13	один	два	більше двох														
Число й рухливість мас, що співударяються	14	два 1-подвижн. 2-неподв.	два 1-подвижн. 2-подвижн. рух зустріч-не	два 1-подвижн. 2-подвижн. рух. в одному напрямку і з різною швидкістю	три 1,2,3-подвижн. Рух з однієї сторони	чотири, зустрічний рух по трьох осях	шість, зустрічний рух по трьох осях											
Відношення мас, що співударяються	15	1/20	1/1	1/n, де n=1...20...														
Швидкість рухливих мас, м/с	16	≤3	>3...8...8	>8...20...20	>20...30...30	>30...100	>100...1000											
Відношення швидкостей	17	$V_2/V_1 \geq 0$	$V_2/V_1 < 1$	$V_2/V_1 = 1$														
Конструкція й технологія виготовлення станини	18	цільна лита	цільна кута	цільна звариана	складова навантаження	складена напружена болтами	складена напружена гнучкими елементами	відкрита 2-х стійчана	закрита рамна	відкрита 3-образна	відкрита Г-образна							

Продовження таблиці 1.4

Значеневий дільник	№ п/п	Властивості за значеневими дільниками, номер колонки													
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	
Конструкція й технологія виготовлення рами	19	цільна лита	цільна кута	цільна звариена	складована не навантажена	складена напружена різьб. з'єд.	Складена напружена гнучкими елементами	складована з амортиз. у зв'язках							
Установка амортизаторів /на станину/	20	під рамою	над рамою	на бічних стійках рами											
Тип амортизаторів	21	пружини циліндричні	пружини кільцеві	пружини тарільчачасті	ресори	Комбіновані механічні	пневматичні	гідравлічні	гумово-металічні	пневмомеханічні	гідромеханічні	гідропневматичні	гідропневматичні	пластично-деформовані	
Положення осі зіткнення	22	Вертикальна	горизонтальна	похилі	змінюване	взаємно перпенд. у вертикальній площині	взаємно перпенд. у горизонтальній площині	під 120° в одній площині	в 3-х координатних площинах						
Система керування мотолотом	23	механічна	електрична	електроманітна	пневматична	гідравлічна	електромеханічна	електропневматична	електрогідравлічна	гідропневматична					
Система повернення рухливих частин у відповідному положенні	24	механічна	пневматична	гідравлічна	комбінована										

Продовження таблиці 1.4

Значенсвий дільник	№ п/п	Властивості за значенсвими дільниками, номер колонки												
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
Система втримання рухливих частин у вихідному положенні	25	без утримання	засувками	цангами	торцеве ущільнення	перекриття вікон підведення	електроматнітами	фрикційна	пневматична	гідравлічна				
Система запуску рухливих частин на робочий хід	26	відкриття клапанів	відкриття вікон	подача тиску під торець штока	відрив штока від торцевого ущільнення зовнішнім впливом	механічна								
Спосіб синхронізації руху рухливих мас	27	механічний зв'язок	гідравлічний зв'язок	синхронним включенням приводу										
Спосіб дозування енергії зіткнення	28	змінення ходу рухливих частин	змінною параметрів енергоносія	Дроселуванням енергоносія	відключенням приводу по швидкості	відключенням приводу по ходу	електричним	електронним	відключенням приводу за часом					
Система включення машини на цикл	29	ручна	полуавтоматична	автоматична	програма									
Кількість акумуляторів енергії	30	відсутня	один	два	більше двох									

Продовження таблиці 1.4

Значення діль- ник	№ п/п	Властивості за значеннями дільниками, номер колонки															
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13			
Розташування акумулятора енергії	31	сполучений з робочим циліндром	у рамі	у станині	поза машиною												
Розташування приводного енерговузла /станції/	32	на машині	під машиною	над машиною	на рівні підлоги	вбудована	внесена в окреме приміщення										
Напрямок рами в станині	33	без напрямку	з напрямком по стійках рами	з напрямком у нижньої траверзі	з напрямком у верхній траверзі	з напрямком в обох траверзах	з напрямком у траверзах										
Напрямок повзунів /баб/ у рамі /станції/	34	без напрямку	з напрямком по бічних площинах	з напрямком по циліндр. поверх.	з напрямком по рамі	с напрямком по стовпчиках штампа											
Призначення допоміжних механізмів	35	регулювання штампової висоти	запобігання від перевантаження	переміщення змін штампів	притиск заготовки	подача й орієнтування заготовки	відрізка й передача заготовки	виправлення заготовки	очищення, змащення інструм. й машини	захист від вібрацій, шумів	фіксація від зсування деталей						
Механізм переміщення заготовки	36	ручний	механічна рука	окремий маніпулятор	окремий автоматичний	строний автоматичний	робот маніпулятор										

Продовження таблиці 1.4

Значеннєвий дільник	№ п/п	Властивості за значеннєвими дільниками, номер колонки															
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13			
Тип фундаменту під машину	37	опорний	шаботний твердий	віброізольований	опорний з віброізольованими опорами												

Таблиця 1.5 Структурно-морфологічна класифікація машин комбінованої (прес-молотової) дії

Значеннєвий дільник	№ п/п	Властивості по значеннєвих дільниках, № колонок																
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13				
Технологічне призначення	1	універсальне	об'ємне штампування	висадження	карбування, калібрування, виправлення гнучка	листова штампування	пресування рошків	брикетування стружки	штампування в роз'ємних матрицях	різання, вирубка, пробивання	штампування пружними сервировками							
Число й напрямки руху приводних мас	2	2, зустрічний	співісний рух в одному напрямку	1-прес 2-удар сумісно	1-прес, 2-удар сумісно під 90° до осі преса	1-прес, 3-удар, 1-на осі преса зустрічний рух, 2-суміснопод 90° до осі преса	1-прес, 4-удар в одній площині перпенд. осі преса	1-прес, 5-удар з них: 4 у площині преса, 1-соосно із пресою, рух в одному напр.	1-прес, 5-удар з них: 4 у площині преса, 1-соосно із пресою, рух в одному напр.	2 преси, 1 удар	2 преси, 2 удари	2 преси, 4 удари						
Кількість проміжних бойків	3	відсутній	один	два	Більше двох													

Продовження таблиці 1.4

Значення дільник	№ п/п	Властивості за значеннями дільниками, номер колонки												
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
Енергоносій пресової частини машини	4	стиснене повітря	стисла рідина	махові маси	температурне деформування	нафтове паливо	хімічних речовини	ЕРС	електромагніти					
Енергоносій ударної частини машини	5	стиснений газ	стисла рідина	пороху, ВВ	суміш газів	нафтове паливо	хімічних речовини	ЕРС	електромагніти					
Силовий вплив удару на конструкцію машини	6	удар через гідроциліндр преса	удар через станину преса	удар замикається окремою рамою										
Відношення рухливих мас преса m_1 і молота m_2	7	$m_1/m_2=1$	$m_1/m_2 \leq 10$	$m_1/m_2 > 10$										
Конструкцій технологія виготовлення станини	8	цільна лита	цільна зварена	цільна кута	складова ненапружена	складене напруження стяжними болтами	складена напружена гнучкими елементами	відкрита двоххоточна	закрита рамна	3-образна	комбінована двохрамна	комбінована багаторамна		
Положення прес-молота	9	вертикальне	похиле	горизонтальне	змінюване	Комбіноване вертикально-горизонтальне								
Система керування прес-молотом	10	механічна	електрична	пневматична	гідравлічна	електромеханічна	електропневматична	електрогидравлічна						

Продовження таблиці 1.4

Значенневий дільник	№ п/п	Властивості за значенневими дільниками, номер колонки															
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13			
Система включення прес-молота на робочий хід	11	ручна	полуавтоматична	автоматична	програмна												
Спосіб дозування енергії удару	12	зміненням ходу повзуна	зміною початкових параметрів енергоносія	дроселюванням енергоносія	відключенням приводу по швидкості	відключенням приво-ду по ходу	відключенням енергоносія										
Розташування головного приводу	13	на машині	на рівні підлоги	під машиною	над машиною	встроєне	винесене в окреме приміщення										
Тип гідроприводу	14	насосний безвакуумляторний постійної подачі	насосний безвакуумляторний змінної подачі	насосномаховичний	насосно-аккумуляторний індивідуальний	насосно-аккумуляторний груповий											
Конструктивні вузли й деталі пресової частини прес-молота	15	гідроциліндр	ексцентричний механізм	гвинтовий механізм	клиновий /клиношарнірний/ механізм	кулачковий механізм	роторний механізм										
Конструктивні вузли й деталі молотової частини прес-молота	16	гідропружний циліндр	пневматичний циліндр	газовибуховий циліндр	пристрій для вибуху пороху і ВВ	пристрій палення суміші палив і газів	лінійний електродвигун	лінійний електродвигун									

Молот призначений для об'ємного штампування (2) у декількох струмках послідовно (3); виконує три технологічних операції, наприклад: осаджування, штампування, карбування (3); на заготовку впливають штамп (1); додаткового впливу на заготовку не має (0); матеріал заготовки – сортовий прокат (2); умови деформації – гаряча (4); виходить заготовка для обробки різанням (2); енергоносії – стиснене повітря (1); спосіб впливу на заготовку – однобічним ударом твердого тіла (1); тип передавального механізму – механічний (1); кількість штоків – один (1); кількість приводних циліндрів – один (1); удар рухливої маси по нерухомій (1); маси, що співударяються, ставляться як 1/20 (1); швидкість баби – 7м/с (2); маси співударяються відношенням швидкостей 1/20 (3); станина складова, ненапружена (4); рама відсутня (0); амортизаторів рами немає (0); амортизатори станини пружинні (1); положення осі площини зіткнення горизонтальне (2); система керування – пневматична (4); повернення рухливих частин – пневматичне (2); утримання рухливих частин у вихідному положенні – перекриттям вікон підведення повітря (5); пуск на робочий хід – відкриттям вікон підведення енергоносія (2); забезпечується механічна синхронізація руху баби шаблею (1); дозування енергії – дроселюванням стисненого повітря (3); ручна система включення молота (1); акумулятора енергії немає (0); акумулятор у вигляді ресивера може бути поза машиною (4); приводна станція винесена в окреме приміщення (6); напрямку рами в станині немає (0); баби направляються за бічними площинами (2); є допоміжні механізми (3, 9, 11); переміщення заготовки за допомогою окремого маніпулятора (3); фундамент віброізолюваний (3).

За такими принципами можна зашифрувати будь-яку ковальсько-пресову машину.

Висновки. Запропоновано моделювати на ЕОМ технологічні й конструктивні особливості ковальсько-пресових машин на прикладі молотів і прес-молотів з гідروпружним приводом.

1.4 Закономірності зв'язків механічних і гідропружних енергетичних систем

1.4.1 Кривошипні преси з додатковим ударним механізмом, аналіз робіт з удосконалювання пресів

Розвиток науково-технічного прогресу ставить завдання пошуку найбільш ефективного й раціонального рішення виникаючих проблем. Однією із проблем є забезпечення ковальсько-штампувального виробництва високопродуктивними, високотехнологічними ковальсько-пресовими машинами. Для встановлення шляхів розвитку ковальсько-пресового машинобудування А.І.Зимінім [2] запропоновані шість принципів положень:

- 1) сполучення й концентрація дії енергій за принципом максимальної енергоємності машини;
- 2) скорочення довжини кінематичних ланцюгів у машинах;
- 3) мінімальна зміна роду руху робочих частин машин;
- 4) усунення вагового баласту в машинах;
- 5) усунення енергетичного баласту в машинах;
- 6) машин, що регулюються на принципі щільних циклових діаграм.

У даній роботі розвивається 1 і 5 положення щодо вдосконалювання кривошипних пресів (КП).

КП є одним з найпоширеніших видів ковальсько-пресового встаткування (КПВ). Їхня частка в загальному парку КПВ доходила до 60%. І в цей час їхня частка значна. Це обумовлено, насамперед, тим, що КП, через свої особливості, дозволяють виготовляти широку номенклатуру виробів, відрізняються високою продуктивністю. Проблеми вивчення й удосконалення КПВ викладені у великому обсязі наукової, технічної й навчальної літератури [1, 2, 3, 7-9, 17-21]. Їхні конструктивні схеми й технічні параметри доведені до високого ступеня досконалості.

Методи вдосконалювання параметрів і конструкцій КП розроблені М.В.Сторожовим, А.І.Зимінім, А.Ф.Ністратовим, Е.Н.Ланським, Г.А.Навроцьким, Л.І.Живовим, В.І.Власовим, Ю.А.Миропольським, Р.І.Рєєм, А.А.Ігнатовим, А.Н.Банкетовим, Ю.А.Бочаровим, І.Н.Гиршем, Б.Н.Чумаковим, А.В.Явтушенко, Е.Ф.Богдановим, В.І.Балаганським, І.Н.Фількиним та ін.

У цей час одержала поширення запропонована А.І.Зимінім класифікація ковальсько-пресових машин (КПМ) за характером зміни швидкості

робочих частин машини за час робочого ходу. КППМ розподіляють на п'ять груп: молоти, гідравлічні преси, кривошипні машини, ротаційні машини, імпульсні машини. Із цих машин тільки кривошипні мають тверду криву зміни швидкості інструмента при робочому ході, форма кривої залежить від кінематики приводу. Інші КППМ мають так звану нежорстку криву зміни швидкості робочих частин машини, при цьому час робочого ходу й форма кривої швидкості залежать від опору деформації.

Одним з напрямів удосконалювання КППМ А.І.Зимін називав комбінування силового впливу на заготовку: «Створення якісно нових ковальсько-пресових машин пов'язане із застосуванням для їхньої побудови нових видів і сукупностей енергій». Реалізація такого напрямку є актуальною проблемою.

Розвиток КППМ повинен створювати умови, які дозволяють технологам ОМТ розвивати нові види технологій комбінованого фізичного впливу на заготовку. Для одержання методами ОМТ точних заготовок із мінімальними відхиленнями якості поверхні й розмірів заготовки від цих параметрів готової деталі з максимальним використанням стійких і пластичних властивостей матеріалу можна припустити такі сполучення: натиск, удар, вібрація, температура, лазерне випромінювання, ультразвук, електричні й електромагнітні сили, радіація й т.п. Деякі із цих впливів уже реалізуються в техніці.

Слід зазначити, що кривошипні КППМ можна віднести до найбільш вивчених видів устаткування ОМТ. Проблемою їхнього вдосконалювання займалися десятки (сотні) учених і конструкторів вузів, НДІ АН і галузевих лабораторій, КБ заводів [1, 2, 17, 18].

Особлива увагу при вдосконалюванні КППМ варто приділити системі змащення (СЗ). Існуючі СЗ аналогічні подібним до систем для інших машин. Вони не враховують періодичність і змінність сил у КП, вплив змащення на їхню жорсткість, зміни товщини шару змащення в циклі роботи КП.

На практиці побудова характеристик жорсткості відбувається при статичному навантаженні пресів. У цьому випадку проміжок часу навантаження достатній для повного видавлювання змащення із зазорів, після чого характеристика має вигляд прямої.

У реальних умовах роботи пресів, коли час навантаження пресів становить частки секунди, із зазорів витісняється тільки частина рідини. Це зміна величини мастильного шару відбивається на зменшенні загальної жорсткості преса.

Як встановлено, величина зміни шару рідини у зазорах контактних поверхонь кривошипних пресів може досягати 15...20% від загальної піддатливості конструкції преса. Жорсткість преса, обумовлена з урахуванням видавлювання рідини із зазорів головного виконавчого механізму (ГВМ), названа динамічною [1]. Варто мати на увазі, що з підвищенням жорсткості самої конструкції частка піддатливості мастильної рідини буде збільшуватися.

Виникає актуальна проблема вдосконалювання СС КП, яка б урахувала особливості їхньої роботи – виникнення більших питомих сил у шарнірах КП при наближенні повзуна до точки, де його швидкість дорівнює нулю.

1.4.2 Підвищення точності штампування - один з основних напрямів удосконалювання КП

При існуючій технології в ковальсько-штамповому виробництві коефіцієнт використання металу при одержанні кувань у відкритих штампах коливається у межах 0,280...0,747, при цьому відхід металу в ковальських цехах становить до 20%, а в механічних – до 30% [1], і за останні 25-30 років у цьому напрямку відбулося мало змін.

Серед кривошипних пресів кривошипні гарячештампвальні преси (КГШП) у цей час є одним з найпоширеніших видів КПМ для одержання кувань звичайної й підвищеної точності. До КГШП, як і до інших типів КПМ, призначеним для точного штампування, висуваються вимоги [1, 2, 22].

Для точного штампування знаходять усе більше широкое застосування гвинтові преси (ГП), що мають перед КГШП ряд переваг, головні з яких: виключення впливу жорсткості конструкції на точність одержуваних кувань шляхом можливості зіткнення дзеркал штампа, значно більша швидкість переміщення повзуна в момент початку деформації заготовки, що досягає 0,8...1,5 м/с (для ГП із гідравлічним приводом); великий запас,

який дозується корисною роботою, що дозволяє виконувати енергоємні операції за один-два ходи повзуна з одного нагрівання.

Найбільш перспективними є гвинтові преси з гідравлічним приводом, теоретичні основи якого розроблені під керівництвом А.І.Зиміна і Ю.П.Бочарова [2, 10].

Поряд з перевагами ГП мають і недоліки. ГП можуть працювати зі змиканням і без змикання штампів. Більш висока точність кувань по висоті виходить при штампуванні в упор, що на один порядок вище, ніж точність кувань, одержуваних на КГШП. При штампуванні без змикання штампів точність висотних розмірів кувань залежить від точності дозування енергії на приводі. Однак у цей час точність дозування досягає 10%, що приводить до розкиду поля допусків одержуваних кувань. У той же час від величини жорсткості преса, як технологічного параметра, залежить величина частини ефективної енергії преса, затрачуваної на пружну деформацію конструкції, початкова швидкість пружного відбиття повзуна після завершення робочого ходу, а також час силового контакту інструмента із заготовкою. З метою зменшення впливу перелічених вище параметрів останнім часом фірми, що випускають ГП, шукають шляхи підвищення жорсткості їхніх конструкцій. У сучасних ГП гвинтова пара має кут нахилу різьблення 30° , що виключає заклинювання пресів і тим самим виключає обмеження за максимальною твердістю, як для КГШП. Однак через конструктивні особливості (навантаження сприймається парою гвинт-гайка) досягти рівня жорсткості КГШП, або, тим більше, клинових пресів, не вдається, у результаті чого частина енергії приводу йде на пружну деформацію конструкції, що приводить до підвищення настановної потужності електродвигунів ГП. Так, у клинового преса зусиллям 120 МН потужність головного приводу становить 540 кВт, а в порівнянню з ним ГП із прямим електричним приводом – у два рази більше [1].

При штампуванні на гвинтових пресах в упор, через наявний надлишок енергії маховика, тривалість контакту штампа з нагрітою заготовкою додатково збільшується, тому що після змикання частин штампів триває притиск уже не обертового натискного диска під дією сил тертя в зоні ковзання. В остаточному підсумку це збільшує час контакту штампа з нагрітою заготовкою на 11%.

Режим штампування в упор призводить до значних перевантажень преса, що становить 1,6 номінального зусилля преса, внаслідок чого відбуваються більш часті поломки в основному таких дорогих деталей, як гвинт і гайка.

При роботі ГП, без змикання штампа, точність висотних розмірів кувань залежить від вихідних параметрів заготовки й точності дозування енергії рухливих частот. У цьому випадку Жорсткість ГП так само впливає на точність кувань, як і для КГШП. Як відзначалося вище, точність дозування енергії на існуючих конструкціях ГП біля $\pm 10\%$. Усе це приводить до того, що точність висотних розмірів на ГП при штампуванні без упору виявляється в 1,5...2 рази нижче, ніж на КГШП.

Збільшення жорсткості преса призводить до зменшення енергії, затраченої на пружну деформацію конструкції, тобто до підвищення ККД роботи преса.

Клинові преси мають додаткові втрати на тертя, пов'язані із проміжною ланкою – клином. Однак їх підвищена на 25...30% Жорсткість, у порівнянні із КГШП, призводить до зменшення втрат на пружну деформацію конструкції.

Наступний позитивний фактор збільшення жорсткості преса – це зменшення часу контакту інструмента з нагрітою заготовкою й, як результат цього, зростання стійкості штампів.

Установлено, що під навантаженням струмок штампа нагрівається в 10...20 разів швидше, ніж під час вільного зіткнення із заготовкою або готовим куванням. У результаті підстижування заготовки, наприклад на 50°C , при штампуванні турбінних лопаток з титанових сплавів відбувається збільшення опору деформування в 1,5...2 рази.

З розрахунку, виконаного по пресах ДО862С зусиллям 6300 кН, ДО864С зусиллям 16000 кН і ДО866С зусиллям 25000 кН, треба, щоб при збільшенні їхньої жорсткості на 30% час зіткнення кування зі штампом під навантаженням зменшувався на 3...4%. На підставі досліджень, наведених у роботі, треба зробити висновок про те, що збільшення жорсткості кривошипних пресів із традиційним головним виконавчим механізмом (ГВМ) на 40% позначиться позитивно на всіх сторонах роботи пресів.

Поряд з позитивними факторами, спостережуваними при підвищенні жорсткості, з'являються й негативні явища, а саме: збільшується схиль-

ність пресів до перевантажень і заклинювання. Уникнути цього дозволяє введення до механічної системи преса запобіжників від перевантажень і нова система подачі змащення у важконавантажені шарніри КП під тиском, більшим, ніж тиск у шарнірах.

Одним зі шляхів, спрямованих на жорсткість пресів, є створення ГВМ з додатковим механізмом, що сприймає технологічне зусилля й знижує або повністю усуває вплив пружного прогину вала на загальну піддатливість конструкції.

Таким механізмом є кривошипно-клиновий ГВМ, розроблений фірмою "Eumiso" (Німеччина). Преси цієї конструкції виготовляють і успішно реалізуються фірмою, починаючи з 1968 року. Два преси зусиллям 120 МН кожний, установлені в лінії, працювали в Росії на КАМАЗі, де на них робили штампування колінчатих валів автомобілів. Клиновий механізм являє собою п'ятиланковий кривошипно-повзунний механізм, що відрізняється від кривошипно-шатунного наявністю клина. Використання клина дозволило підвищити жорсткість преса на 30...35% у порівнянні із КГШП. Крім того, значно зріс припустимий ексцентриситет від додатка навантаження, зменшилися неплочинність одержуваних заготовок і зношування штампового оснащення, знизилася навантаження на ексцентриковий вал.

Порівняльні дані про точність одержуваних заготовок на КГШП і клинових пресах наведені у таблиці 1.5.

Аналіз цієї таблиці дозволяє зробити висновок про перевагу клинових пресів (за точністю штампування) перед звичайними КП. Разом з тим, клинова конструкція ГВМ має й недоліки.

Кут між робочими поверхнями клина у всіх пресів, що випускають, постійний і дорівнює 30° . У результаті цього до 30% піддатливості всього преса припадає на ГВМ, причому зі зменшенням коефіцієнта тертя між парою «клин – напрямні» піддатливість ГВМ збільшується. Застосування клинової пари з кутом менш 30° з метою подальшого зменшення зусилля на клині недоцільно, тому що це збільшує хід клина. Крім того, при постійному куті клина співвідношення зусиль на клині й повзуну є постійною величиною, у той час як графіки зусиль технологічних операцій обробки металів тиском мають характер зміни, близький до гіперболи. Наявність перелічених недоліків знижує технологічні можливості клинових пресів.

Останнім часом одержує розвиток новий напрям у розвитку клинових пресів – клиношарнірні преси (КШП). Їхня відмінність від існуючих складається в заміні традиційного клинового механізму, що має постійний кут клинової пари, на клиношарнірний механізм (КШМ), що має змінний кут клинового механізму [21].

Таблиця 1.5 – Порівняльні дані про точність одержуваних заготовок на КГШП і клинові преси [1]

Зусилля преса, кН	Товщина заготовки, мм	Маса заготовки, кг	Відхилення за рахунок пружинення преса, мм		Відхилення за рахунок перекосу повзуна, мм		Сумарне відхилення, мм	
			на звичайних пресах	на клинових пресах	на звичайних пресах	на клинових пресах	на звичайних пресах	на клинових пресах
6300	10	0,6	0,18	0,15	0,25	0,07	0,43	0,22
10000	15	0,9	0,22	0,18	0,30	0,09	0,52	0,27
16000	20	1,5	0,30	0,24	0,35	0,10	0,65	0,34
25000	25	2,2	0,40	0,31	0,4%	0,12	0,80	0,43
40000	30	3,6	0,55	0,42	0,45	0,13	1,00	0,55
63000	40	5,4	0,70	0,54	0,50	0,15	1,20	0,69

1.4.3 Вплив швидкості на процес деформації

Вплив швидкості на процес деформації можна розглянути за такими напрямками:

- чи обмежується й у яких межах технологічна швидкість деформації й деформування і при яких операціях;
- чи впливає закон зміни швидкості на енергетику процесу і якість виробу.

Усе це, безсумнівно, відбивається на поведженні машини і має велике значення для створення методик проектування машин з урахуванням їх динаміки.

Витяжка. У практиці штампування деталей, одержуваних витяжкою, має місце обмеження швидкості. Обґрунтовується [5], що оптимальними швидкостями витяжки є: для м'якої сталі – 200...300 мм/с, для кольорових сплавів – 1000 мм/с. На широкій групі матеріалів при штампуванні-витяжці деталей типу склянки було показано, що швидкість деформування, а виходить, і деформації, істотно не впливає на якість виробу. На користь такого твердження говорить і поява імпульсних методів штампування, де швидкості деформування досягають сотень метрів за секунду [4,5].

Гаряче штампування. Проводилися дослідження заповнення порожнини штампа при осаді із частковим затіканням металу в заусенці і при прошиванні [23]. Висновки, отримані при цьому: існує оптимальна швидкість деформації за даних умов; оптимальне значення швидкості в загальному випадку визначається вагою штампованих виробів. Установлено, що зниження швидкості деформування при об'ємному штампуванні, особливо в області облою, призводить до погіршення умов плинності металу, а значить і підвищення опору деформуванню [5].

Пресування. Проведено дослідження видавлювання сталі при різних швидкостях деформації [5]. Показано, що вплив швидкості незначний при кімнатній температурі, але істотно зростає зі збільшенням температури деформації.

Аналіз показав, що зміна швидкості переміщення пуансона майже у 70 разів призводить до зміни зусилля видавлювання всього на 15 %. Основний вплив швидкості пуансона на зусилля видавлювання проявляється в інтервалі значення швидкостей від 0,015 м/с до 0,2 м/с. При подальшому збільшенні швидкості практично не впливає на зусилля пресування.

Вирубка-пробивання. У роботах [22, 4, 5] показано, що швидкість деформування практично не впливає на параметри процесу різання, вируб-ки й пробивання. С.І.Губкін у своїх залежностях з визначення зусиль де-формування, що стали класичними, пропонував отриманий результат мно-жити на так званий швидкісний коефіцієнт, що залежить від швидкості й температури деформації. За С.І.Губкіним, величина цього коефіцієнта зі зростом швидкості зростає, тобто збільшується й розрахункове зусилля де-формування. Причому, у деяких випадках до 3,5 разів. У роботі [5] показа-но, що швидкість деформування впливає на характер протікання процесу

на всіх стадіях пресування, у сталій стадії витікання матеріалу й при закінченні деформування заготовки.

Огляд робіт показує, що швидкість деформування на різних процесах ОМТ по-різному впливає на характер протікання процесу. Тому виникає потреба в устаткуванні, яке б дозволяло змінювати швидкість робочих органів машини залежно від вимог технологічного процесу. Таким устаткуванням можуть бути КП із гідропружним ударним механізмом (ГПУМ). Вони можуть ефективно використатися на операціях витяжки (для калібрування, формування ребер, пробивання отворів), холодного й гарячого штампування, особливо низьких заготовок, пресування, вирубкиспробивання, а також при комбінованих процесах ОМТ. Розробка КПО із широким діапазоном робочих швидкостей інструмента є актуальним завданням.

1.4.4 Розширення технічних можливостей кривошипних пресів введенням гідропружного ударного механізму

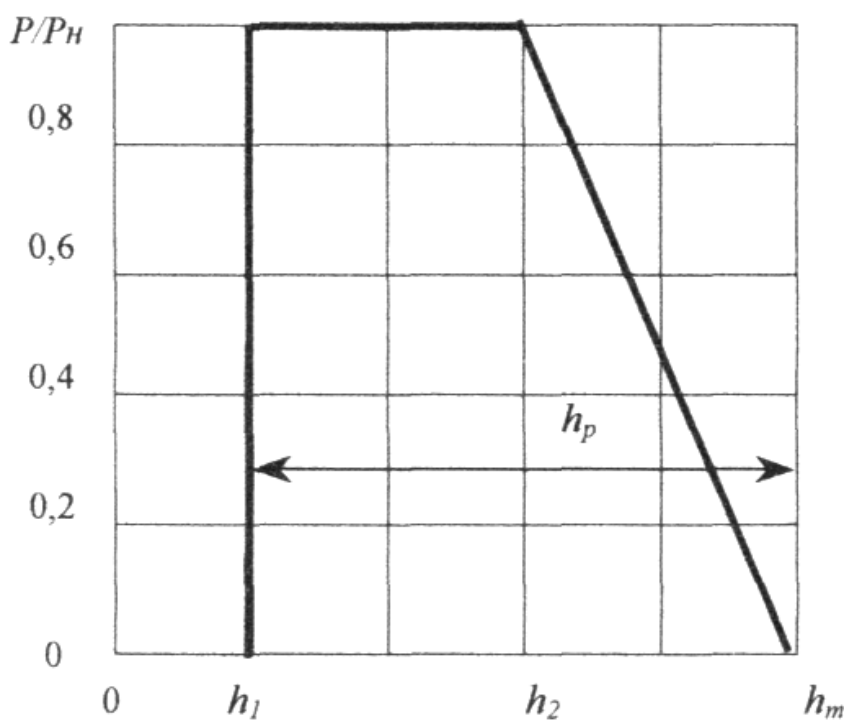
Типові графіки зміни величини сили за ходом деформації в більшості технологічних операцій ОМТ наведені в науково-технічній літературі [1, 24].

Для всіх інших типових операцій штампування графіки зусиль деформації подані у відносних координатах переміщення повзуна, тому повинні бути перелічені для заданих значень номінального зусилля преса й номінального ходу повзуна. Рекомендовані значення максимального зусилля деформації робочого ходу повзуна й коефіцієнта повноти графіка наведені у таблиці 1.6 і показані на рисунку 1.12.

Графіки накреслюють в абсолютних координатах – за віссю абсцис відкладають базу деформації h_p , віднесену до повного ходу повзуна - S_H (за паспортом преса), а за віссю ординат – поточне значення зусилля, віднесене до номінальної сили.

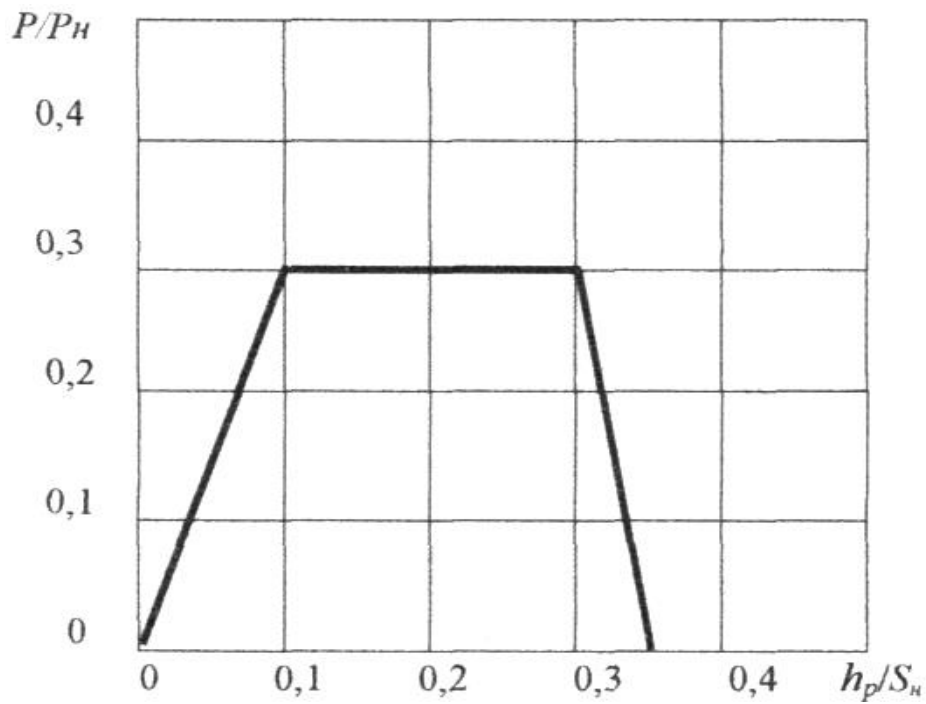
Таблиця 1.6- Параметри графіків зусилля деформації

Технологічна операція	P_m / P_n	h_p / S_n	k_p
Витяжка на пресі простої дії	0,3	0,35	0,36
Витяжка на пресі подвійної дії	0,43	0,45	0,335
Гнучка	1	0,22	0,36
Об'ємне гаряче штампування	1	0,13	0,175
Калібрування, карбування	1	0,05	0,85
Холодне видавлювання	1	0,15	0,875
Гаряче видавлювання	1	0,16	0,32
Висадження	1	0,04	0,35

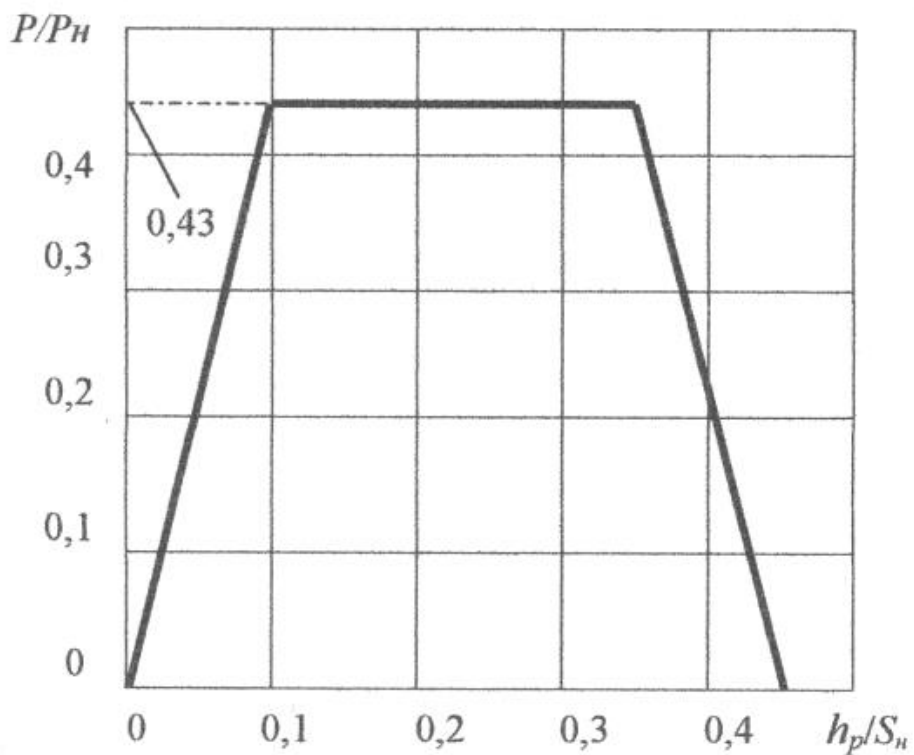


a – вирубка звичайна

Рисунок 1.12 - Типові графіки зусиль деформації для листового і об'ємного штампування

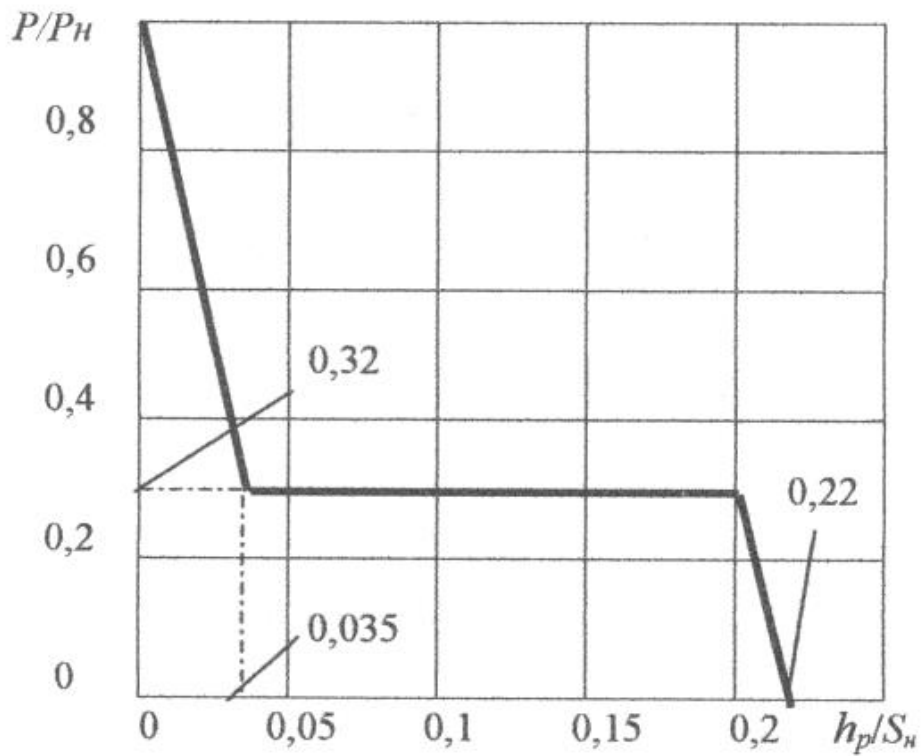


б – витяжка на пресі простої дії

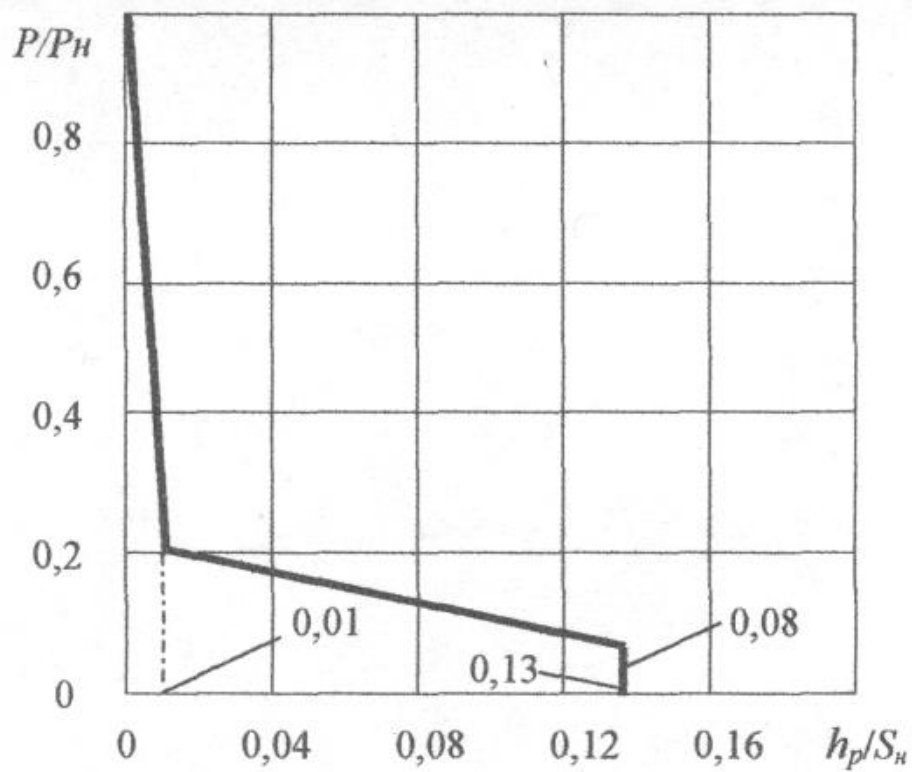


в – витяжка на пресі подвійної дії

Рисунок 1.12, аркуш 2

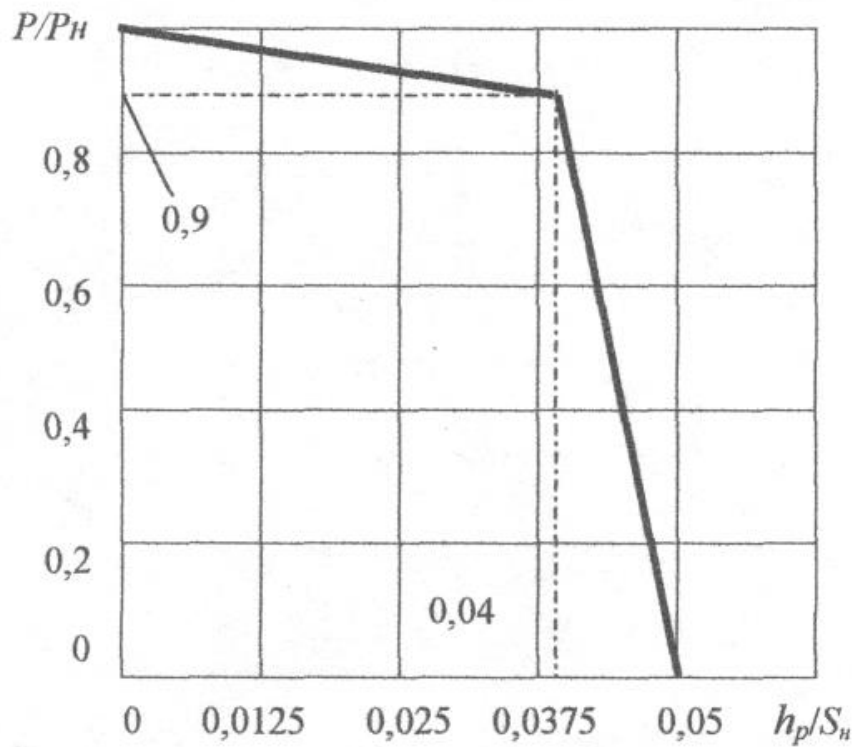


г - гнущя

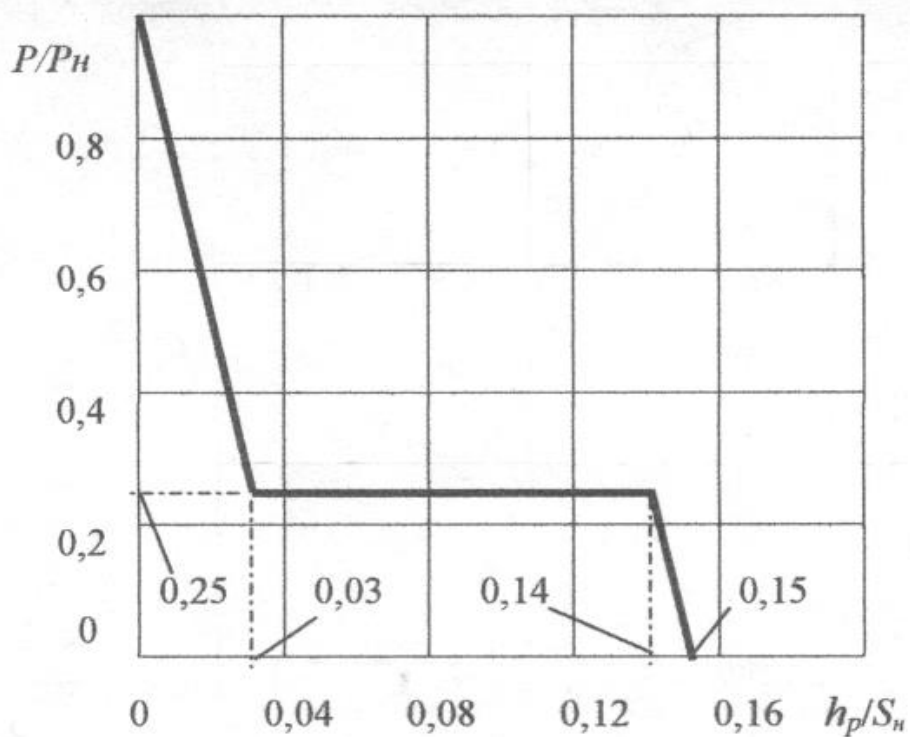


д - гаряче штампування

Рисунок 1.12, аркуш 3

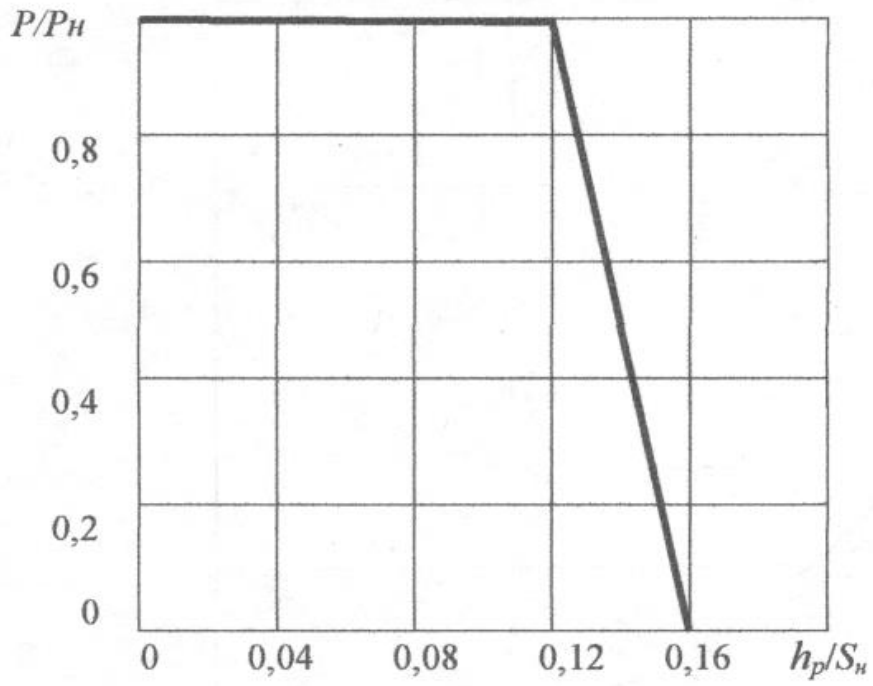


e – холодне калібрування-карбування

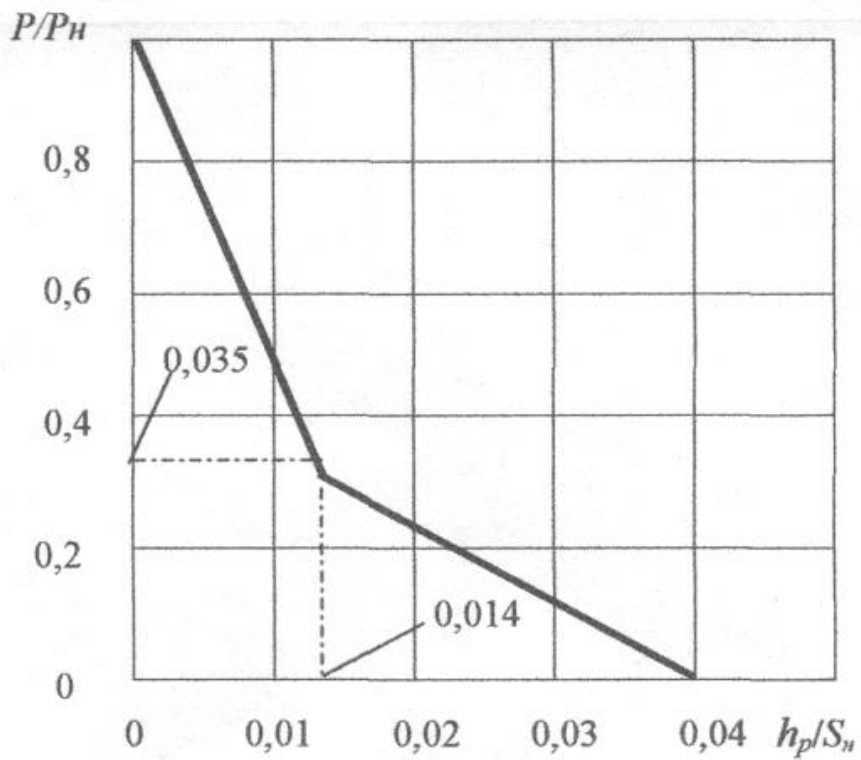


ж – гаряче видавлювання

Рисунок 1.12, аркуш 4



u – холодне видавлювання



k – висаджування

Рисунок 1.12, аркуш 5

Оскільки графіки накреслюють без урахування пружної деформації, вони справедливі для застосування до різних типів пресів, що виконують ту саму операцію. Basisю деформації h_p прийнято вважати повне переміщення повзуна для здійснення технологічної операції, що відповідає фактичному переміщенню повзуна при абсолютно твердому пресі й штампі.

Необхідно відзначити, що площа, обмежена осями координат і графіком зусилля деформації, представляє, з урахуванням масштабів зусилля й переміщення повзуна, роботу пластичної деформації без обліку яких-небудь втрат.

Пружна піддатливість системи «прес-штамп» змінює форму графіка зусиль деформації, причому, чим нижче Жорсткість системи, тим зміни будуть сильніші. Змінений графік зусиль деформації, що враховує пружну деформацію системи, називають навантажувальним графіком.

Жорсткість преса 3 (МН/мм) беруть на підставі практичних даних для кожного типу преса або визначають за емпіричною залежністю [17, 24]

$$C = K\sqrt{P_n}, \quad (1.104)$$

де K – коефіцієнт пропорційності, взятий залежно від типу преса за таблицею 1.7.

Таблиця 1.7 – Коефіцієнт пропорційності K

Тип преса	K
Відкриті листоштампувальні преси	0,5...0,6
Однокривошипні закриті листоштампувальні преси	0,75...0,9
2- і 4-кривошипні листоштампувальні преси	0,6...1,0
Багатопозиційні прес-автомати	0,8...1,1
Преси для розділових операцій	2,0...2,7
КГШП, гарячештампувальні автомати	1,7...1,9
ГКМ	0,9...1,2
Однопозиційні холодновисаджувальні автомати	1,1...1,6
Багатопозиційні автомати	2,0...2,2
Преси для холодного видавлювання, карбувальні преси	1,0...1,6
Багатопозиційні преси для холодного видавлювання	1,3...1,5

Графік пружної деформації будується в координатах «зусилля P_D – пружна деформація Δl ». Береться лінійна залежність пружної деформації від зусилля деформації. Максимальне значення пружної деформації при номінальному зусиллі визначається за формулою

$$l_{max} = \frac{P_H}{C}. \quad (1.105)$$

У реальних пресах із твердістю, заданою графіком $P_D = f(l)$, переміщення повзуна під час робочого ходу S_p (активний хід повзуна) визначається як сума абсолютної деформації металу h і пружної деформації l , що відповідає активному навантаженню у цей момент

$$S_p = h + l. \quad (1.106)$$

Однак характер перетворення графіка зусиль деформації специфічний для кожного з наступних трьох типів технологічних процесів:

1 Штампування закінчується в КНП повзуна, максимальне значення зусилля деформації досягається значно раніше і до кінця процесу деформування поступово знижується до нуля. Така зміна зусилля характерна для всіх видів витяжки.

У цьому випадку зміни активного ходу повзуна не відбувається, тобто база деформації не змінюється, $S_p = h_p$, а зміщається тільки максимум зусилля.

У таких випадках при розвантаженні відбувається повне повернення до приводу потенційної енергії пружної деформації

$$A_{y.e} = 0,5 P_{max} l_{max}, \quad (1.107)$$

і витрата енергії в період робочого ходу варто зменшити на цю величину.

2 Штампування закінчується до КНП повзуна, але зусилля різко падає до нуля в момент закінчення деформації. Така зміна зусилля властива всім роздільним операціям.

У такому випадку графік зусиль деформації перетвориться в навантажувальний зі значною зміною бази деформації

$$S_p = h_p + l_{max}. \quad (1.108)$$

Тому що графік зусилля деформації після досягнення максимуму падає більш круто, ніж графік жорсткості (розділові операції), то повернення енергії не відбувається внаслідок її втрати через збільшений робочий хід повзуна.

3 Штампування закінчується при крайнім нижнім положенні повзуна з різким зниженням зусилля від максимального значення до нуля після КНП за графіком пружної деформації. Така зміна зусилля характерна для операцій гарячого об'ємного штампування, калібрування, згинання й ін.

Графік зусиль деформації перетвориться також зі значною зміною бази деформації

$$S_p = h_p + l'_{max}. \quad (1.109)$$

де l'_{max} – скорригований хід

У КНП повзуна продовжує діяти максимальне зусилля деформації, і для подальшого повороту кривошипного вала необхідно прикласти крутний момент доти, поки плече сили P_{AB} не стане дорівнювати нулю, тобто поки вал не повернеться на кут, названий кутом мертвого тертя.

Якщо величина кута мертвого тертя α_m більше кута повороту кривошипного вала α_θ , протягом якого відбувається розвантаження від пружної деформації, тоді зусилля знижується до нуля по розвантажувальній ділянці, і вся потенційна енергія пружної деформації губиться. Навантажувальний графік і графік крутного моменту в цьому випадку будується від кута початку робочого ходу α_{np} до кута α_y після крайнього нижнього положення. Якщо ж $\alpha_\theta > \alpha_m$, то при положенні вала, обумовленого кутом α_m , навантаження різко падає до нуля (графіки зусилля й крутного моменту розташовані вертикально вниз), і губиться тільки частина накопиченої пружної енергії.

Кут повороту вала α_y для пружного розвантаження визначається за формулою (1.110) при $S = l_{max}$.

З огляду на те, що зі збільшенням радіуса кривошипа й кута початку робочого ходу α_p збільшується наведене плече крутного моменту, а отже, і крутний момент, відповідно зростає й робота робочого ходу Ar . Тому при проектуванні технологічної операції варто прагнути до зменшення кута

початку робочого ходу α_{np} , а для пресів з регульованим ходом використати найменший, припустимий з технологічних міркувань, хід повзуна.

Після побудови навантажувального графіка в координатах $P_D = f(S)$ його необхідно перетворити в графік $P_D = f(\alpha)$, де α – кут повороту провідного вала. При цьому кут повороту вала варто визначати за формулою [22]

$$\cos \alpha = \frac{2(R - S)(R + L) + S^2}{2(R + L - S)}, \quad (1.110)$$

де R , S , L відповідно радіус кривошипа, хід повзуна й довжина шатуна, або використовувати раніше отриманий графік переміщення повзуна $S = f(\alpha)$. Для полегшення перетворення графіка $P_D = f(S)$ у графік $P_D = f(\alpha)$ рекомендується використати сполучення графіків за наступною схемою (рис. 1.14).

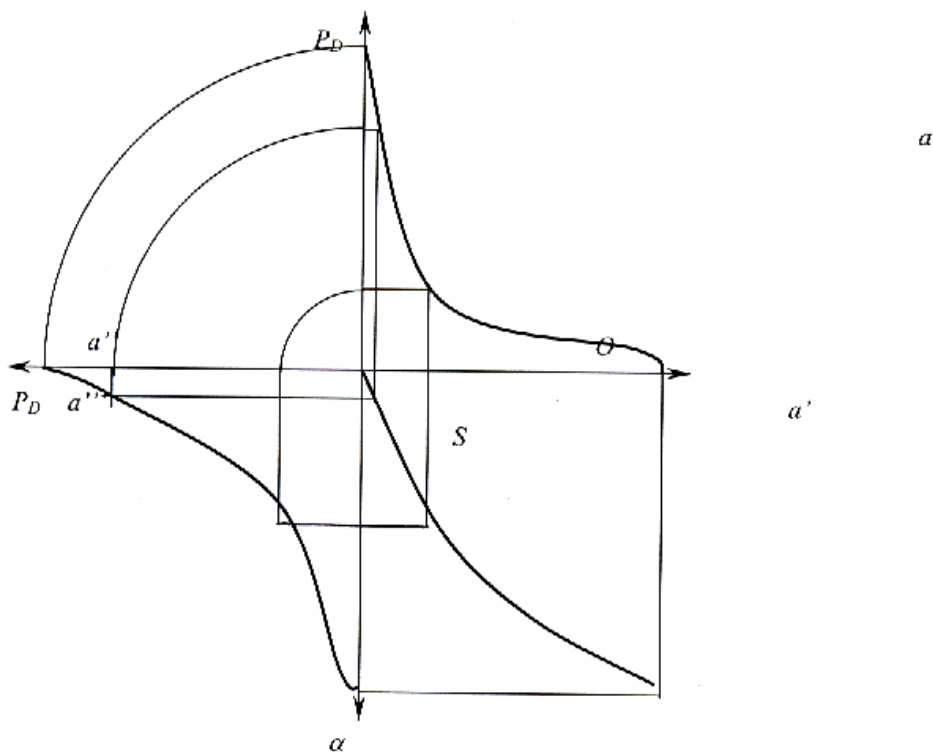


Рисунок 1.13 – Побудова графіка $P_D = f(\alpha)$

У першій чверті прямокутної системи координат будується графік $P_D = f(S)$, у четвертій чверті графік $S = f(\alpha)$. Відзначаючи кілька точок на першому графіку (наприклад, крапка a), роблять їхнє проектування на другий графік і відзначають проміжні точки (точка a'). З першого графіка кру-

говим проектуванням знаходять проекції точок на негативній частині осі S (точка a''). Перетинання горизонтальних проекцій (точка a''') проміжних точок у третю чверть із вертикальними проекціями точок визначають точки графіка $P_D = f(\alpha)$.

Використовуючи раніше обчислені значення наведеного плеча крутного моменту $-m_k$ для декількох значень положення вала в межах робочого кута α_p , визначається величина крутного моменту на головному валі $M_k = P_D m_k$.

Планіметрируючи діаграму $M_k = f(\alpha)$ на ділянці робочого ходу $\alpha_p = \alpha_{np}$ - α_{kp} , знаходять величину витрати енергії на здійснення робочого ходу:

$$A_p = \int_{\alpha_{np}}^{\alpha_{kp}} M_k(\alpha) d\alpha \approx F_M \mu_M \mu_\alpha, \quad (1.111)$$

де F_M – площа, обмежена кривій крутного моменту й осями координат, мм^2 ;

μ_M – масштаб крутного моменту, $\text{Н} \cdot \text{м}/\text{мм}$;

μ_α – масштаб кутів повороту головного вала, $\text{рад}/\text{мм}$. Необхідно відзначити, що відокремити з витрати A_p складові A_d , A_{mp} і A_u не є можливим.

Зіставляючи графік сили за ходом деформації із графіком сили за ходом руху робочого органу машини, вибирають вид КПМ для виконання заданої технологічної операції. У більшості операцій ОМТ величина потрібної сили за ходом деформації змінюється у кілька разів. Звичайно максимальні сили необхідні на малих ходах деформації. Наприклад, при об'ємному штампуванні максимальна сила необхідна для заповнення кутів, тонких ребер штампа й т.п., і обсяг матеріалу заготовки, яка зміщується при цьому, невеликий. Більші сили на малих ходах деформації найпростіше одержувати ударним додатком енергії до заготовки, а набір металу в штампі проводити пресовим зусиллям. Тому з'явилася ідея оснащення пресів додатковим ударним механізмом, що дозволяє називати машину прес-молотом (за видом впливу енергії). Найбільш ефективним приводом для ударного механізму до пресів є гідропружний механізм (ГПУМ). Таким механізмом можна оснащувати гідравлічні преси, оскільки постачання

ГПУМ ведеться безпосередньо від насосної станції постачання преса. ГПУМ можна встановлювати й на інші КПМ, у тому числі й на механічні преси й зокрема на КП [6, 21, 25, 26].

При використанні КП роботу деформування A_d й номінальний хід S_H визначають залежно від типу технологічної операції за формулами:

$$A_d = k_{T.O} P_H H ;$$

$$S_H = \psi H ,$$

де $k_{T.O}$ – коефіцієнт повноти технологічної операції;

ψ – коефіцієнт повноти номінального ходу;

P_H, H – відповідно, номінальне зусилля й хід повзуна КП.

Значення коефіцієнтів $k_{T.O}$ і ψ для різних технологічних операцій становлять:

- при вирубці $k_{T.O} = 0,03$; $\psi = 0,04 \dots 0,07$;
- при витяжці $k_{T.O} = 0,09 \dots 0,45$; $\psi = 0,05$;
- при згинанні $k_{T.O} = 0,072$; номінальна сила P_H необхідна при $\psi \leq 0,035$;
- при калібруванні-карбуванні $k_{T.O} = 0,042$; $\psi = 0,05$;
- при гарячому штампуванні $k_{T.O} = 0,023$; номінальна сила P_H необхідна при $\psi < 0,01$;
- при гарячому видавлюванні $k_{T.O} = 0,05$; номінальна сила P_H необхідна при $\psi < 0,03$;
- при висадженні $k_{T.O} = 0,02$; $\psi < 0,04$.

Аналізуючи ці параметри, можна затверджувати, що ГПУМ на КП може успішно застосовуватися на операціях вирубки, згинання, калібрування, гарячого штампування, видавлювання й висадження. При цьому КП за номінальною силою P_H можна вибирати менше, ніж вимагає технологічна операція, приблизно: для згинання у 3 рази; гарячого штампування – у 3...5 разів; гарячого видавлювання – у 3...4 рази; висадження – у 2 рази. Особливо ефективний ГПУМ на КП при виконанні комбінованих операцій, наприклад, витяжці із пробиванням і калібруванням, згинанні з виправленням, штампуванні з калібруванням і т.п.

Принцип роботи ГПУМ заснований на використанні для розгону рухливих частин і наступного удару по заготовці енергії пружності стислої рідини й металевих частин її оболонки циліндра-акумулятора. Енергія накопичується при ході повзуна КП униз, наприклад введенням у циліндр-акумулятор плунжерів, пов'язаних з повзуном і т.п. У процесі зарядки тиск у циліндрі-акумуляторі зростає, і пропорційно квадрату тиску збільшується потенційна енергія в циліндрі-акумуляторі. Поблизу к.н.п. повзуна, у процесі деформації заготовки, відбувається подача стислої рідини під торець східчастого плунжера в циліндрі-акумуляторі, плунжер знещільнюється з торцем циліндра-акумулятора, і енергія пружної деформації рідини переходить у кінетичну енергію руху плунжера з бабою, силова рама ГПУМ прагне відділитися від повзуна КП. Відбувається удар баби через вставку в штампі по заготовці. У цей період повзун переходить к.н.п. і починає рухатися нагору, повертаючи плунжер ГПУМ у вихідне положення. За рахунок підбора жорсткості кріплення ГПУМ до КП сила удару замикається в силоній рамі й практично не передається на деталі КП.

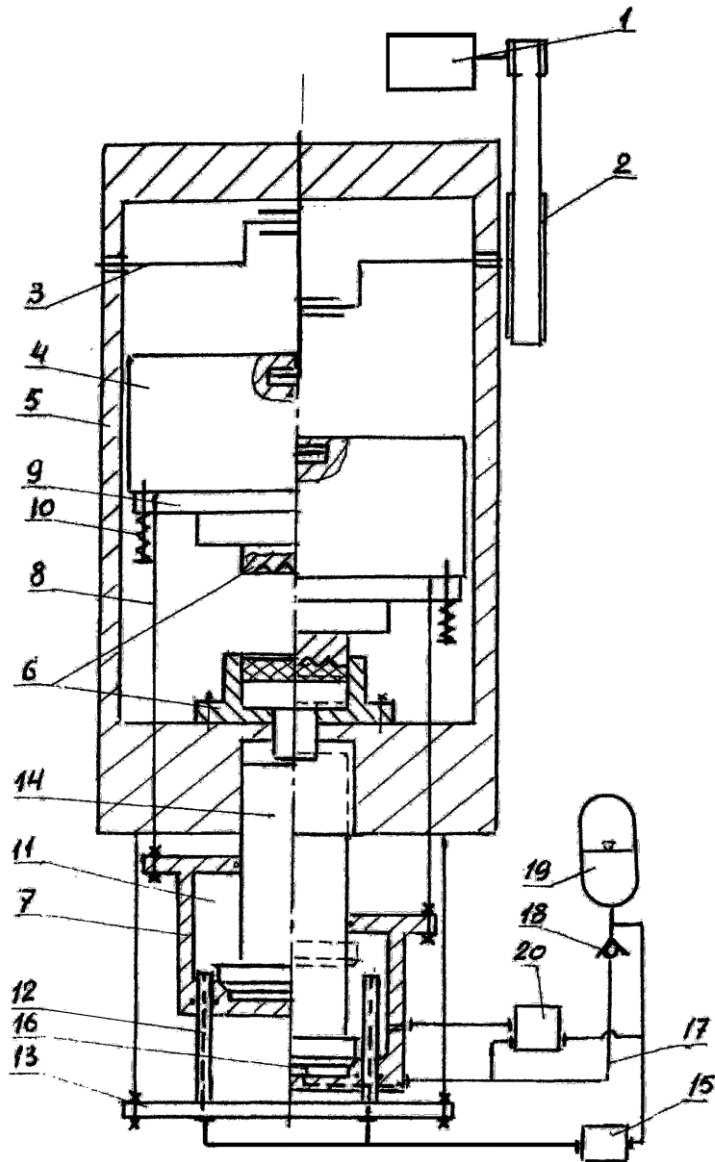
Схема КП із ГПУМ наведена на рисунку 1.15. Введення в КПКМ ГПУМ розширює технічні можливості машин ОМТ. Установка ГПУМ на КП дозволяє звести до мінімуму головний недолік гідропружного приводу – залежність частоти ударів від параметрів насосної установки (тиску й витрати рідини). ГПУМ на КП може мати постачання як від окремої насосної станції, так і від маховика КП.

1.4.5 Схеми розміщення гідропружного ударного механізму в кривошипних пресах

Видатним ученим в галузі ковальсько-пресових машин А.І.Зимініним були запропоновані основні перспективні напрями у сфері розвитку ковальсько-пресового устаткування. Одним з напрямів, на його думку, є «сполучення й концентрація дій енергій за принципом максимальної енергоємності машини».

Рішення цієї проблеми можливе двома способами. Перше: проектування принципово нових КПКМ. Друге: оснащення існуючих КПКМ додатковими пристроями. Одним з таких пристроїв є гідропружний циліндр із супутніми елементами, названий ГПУМ, оскільки швидкість силового впливу на заготовку на кривошипному пресі ($V \approx 0,3$ м/с) зростає при дода-

тктовому впливі ГПУМ до 5...20 м/с, а час силової дії преса, залежно від його швидкохідності становить приблизно 0,05...0,2 с.



1 – електродвигун; 2 – маховик; 3 – вал ексцентриковий; 4 – повзун; 5 – станина; 6 – напівштампи верхній і нижній; 7 – циліндр гідропружний; 8 – шпильки; 9 – плита верхня; 10 – пружини кріплення плити 9 до повзуна 4; 11 – порожнина акумулятора енергії; 12 – плунжера зарядні; 13 – плита нижня; 14 – плунжер ударний; 15 – блок керування рівнем зарядки енергією; 16 – керуюча порожнина; 17 – гідролінія керування; 18 – клапан зворотний; 19 – бак, що підпитується; 20 – блок керування ударом

Рисунок 1.14 - Кривошипний прес із гідропружним ударним механізмом

Час силової дії ГПУМ становить близько 0,001с. Практично, механічний прес із ГПУМ дозволяє сполучити в одній машині властивості двох машин – преса й молота. Уперше використати ГПУМ у КП було запропоновано у роботі [18]. Можливі схеми розміщення ГПУМ на КП зображені на рисунку 1.12, проведений їхній аналіз (рис. 1.12 , *н, п, р, с*).

На рисунку 1.16, *а* ГПУМ розміщений і закріплений під станиною КП, статико-динамічне навантаження заготовки відбувається в зустрічних напрямках. Схема характеризується простотою конструкції й динамічним впливом на деталі КП, що є недоліком, тому що зниження динамічного впливу вимагає установки амортизаторів і в деяких випадках – посилення конструкції КП.

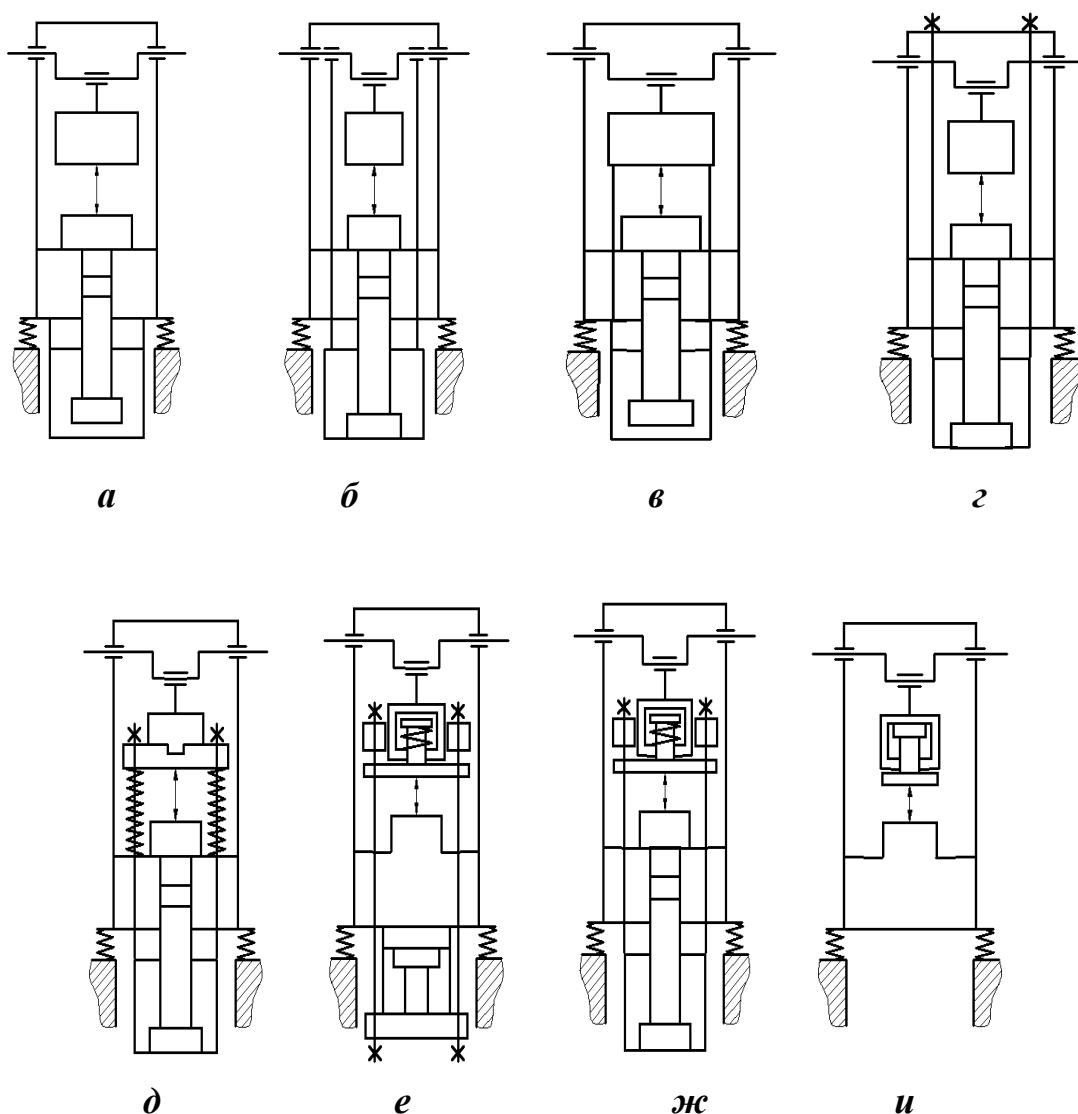


Рисунок 1.15 - Схеми розміщення ГПУМ у КП

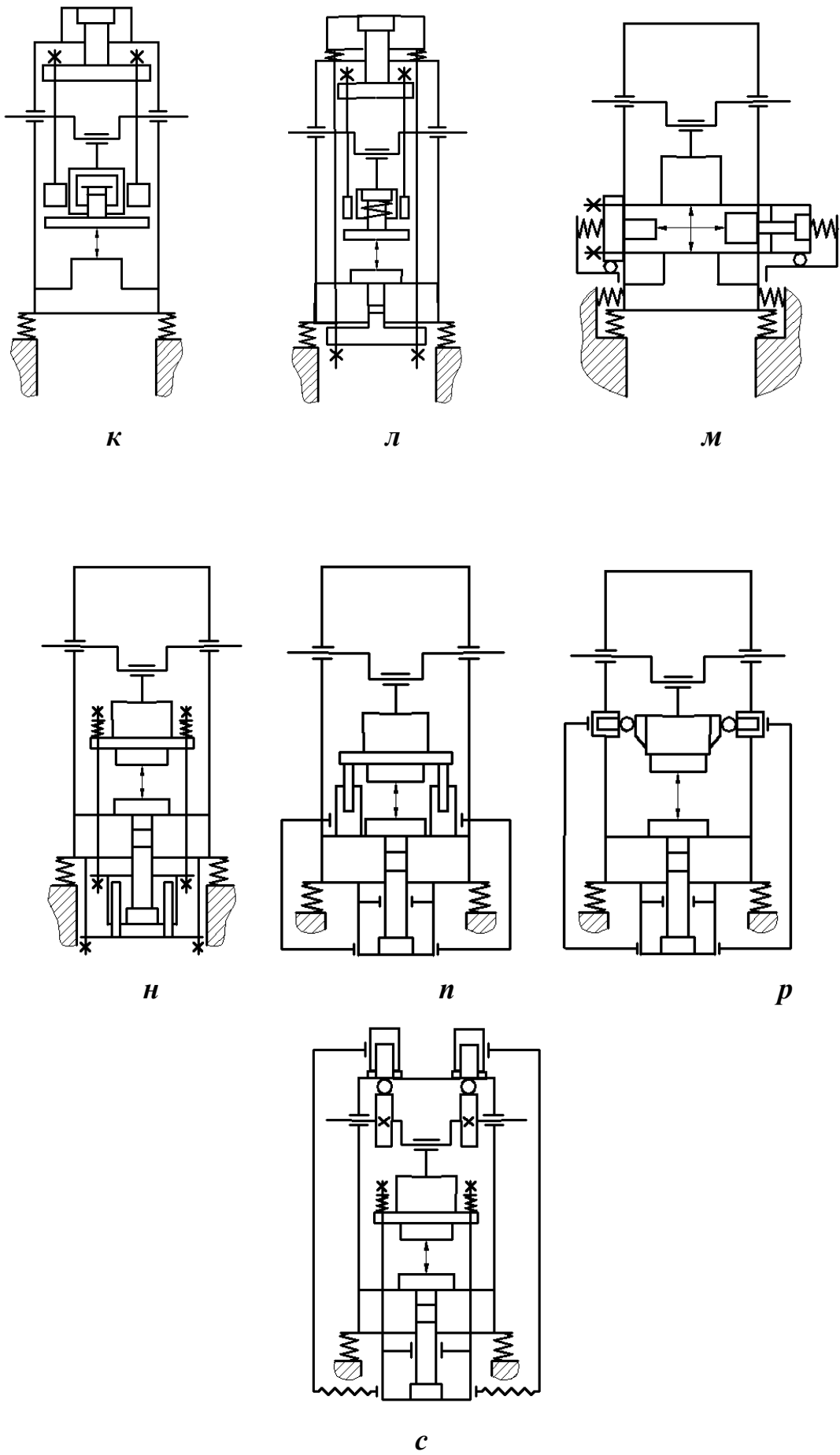


Рисунок 1.15, аркуш 2 - Схеми розміщення ГПУМ у КІП

На рисунку 1.15, *б* ГПУМ розміщений під станиною КП, закріплений за допомогою тяг на головному валі КП.

Статико-динамічне навантаження заготовки відбувається в зустрічних напрямках. Схема характеризується зниженням динамічного впливу на рухливі частини КП за рахунок кріплення ГПУМ до головного вала, утворюючи замкнуту силову раму, внаслідок чого частина динамічного впливу замикається в силовій рамі ГПУМ. На рисунку 1.16, *у* ГПУМ розміщений під станиною КП, закріплений за допомогою тяг з повзуном КП. Статико-динамічне навантаження заготовки відбувається у зустрічних напрямках. Схема характеризується замиканням динамічної сили в найменшій кількості деталей КП за рахунок кріплення ГПУМ до повзуна, внаслідок чого частина динамічного впливу замикається у силовій рамі ГПУМ. На рисунку 1.16, *м* ГПУМ розміщений під станиною КП, закріплений за допомогою тяг на верхній частині станини. Статико-динамічне навантаження заготовки відбувається у зустрічних напрямках. Схема характеризується зниженням дії динамічних сил на деталі приводу за рахунок кріплення ГПУМ до верхньої частини станини, внаслідок чого частина динамічного впливу замикається в силовій рамі ГПУМ. На рисунку 1.16, *д* ГПУМ розміщений під станиною КП, закріплений за допомогою тяг і додаткової траверси до повзуна КП. Статико-динамічне навантаження заготовки відбувається у зустрічних напрямках. Схема характеризується зниженням дії динамічних сил на деталі приводу й станину КП за рахунок замикання динамічного впливу в силовій рамі ГПУМ. На рисунку 1.16, *е* ГПУМ розміщені під станиною й у повзуні КП. Статико-динамічне навантаження відбувається в одному напрямку. Схема характеризується тим, що завдяки наявності двох ГПУМ можлива дворазова дія динамічного навантаження. Нижній ГПУМ працює через тяги, пов'язані з ударною плитою верхнього ГПУМ. Розміщений у повзуні преса ГПУМ передає динамічні навантаження на рухливі частини КП. На рисунку 1.16, *ж* ГПУМ розміщені під станиною й у повзуні КП, закріплені під станиною й у повзуні. Повзун преса й ГПУМ у повзуні працюють в одному напрямку. ГПУМ під станиною КП працює в зустрічному напрямку. Схема характеризується тим, що завдяки наявності двох ГПУМ відбувається додатковий двосторонній вплив на заготовку. Розміщений у повзуні преса ГПУМ передає динамічні навантаження на рухливі частини КП. На рисунку 1.16, *і* ГПУМ розташований і закріплений у

повзуні КП. Статико-динамічне навантаження відбувається в одному напрямку. Схема характеризується компактністю конструкції. Розміщений у повзуні преса ГПУМ передає динамічні навантаження на рухливі частини КП і станину. На рисунку 1.15, до ГПУМ розташовані в повзуні й над станиною КП. Закріплені над станиною й у повзуні КП. Статико-динамічне навантаження відбувається в одному напрямку. Схема характеризується дворазовим динамічним впливом на заготовку за рахунок установки двох ГПУМ. На рисунку 1.15, л ГПУМ розміщені в повзуні й над станиною КП. Закріплені в повзуну й над станиною. Повзун преса й ГПУМ у повзуну працюють в одному напрямку. ГПУМ над станиною КП працює в зустрічному напрямку. Схема характеризується дворазовим, зустрічним динамічним впливом на заготовку, а також зниженням динамічного навантаження на привід КП від верхнього ГПУМ, завдяки установці додаткових амортизаторів. На рисунку 1.15, м ГПУМ розташовані й закріплені збоку станини. Статико-динамічне навантаження відбувається в перпендикулярному напрямку. Схема характеризується додатковим, зустрічним, щодо повзуна, динамічним навантаженням на заготовку за рахунок установки двох ГПУМ перпендикулярно осі повзуна. На рисунку 1.15, н ГПУМ розташований і закріплений під станиною КП. Статико-динамічне навантаження відбувається у протилежному напрямку. Схема характеризується зниженням дії динамічних сил на деталі приводу й станину КП за рахунок замикання динамічного впливу в силовій рамі ГПУМ. Зарядка ГПУМ походить від руху повзуна, пов'язаного з ГПУМ тягами. На рисунку 1.15, о ГПУМ розташований і закріплений під станиною КП. Статико-динамічне навантаження відбувається у протилежному напрямку. Схема характеризується нерухомим ГПУМ і твердими трубопроводами. Зарядка КП походить від руху повзуна, пов'язаного із зарядними гідроциліндрами. На рисунку 1.15, р ГПУМ розташований і закріплений під станиною КП. Статико-динамічне навантаження відбувається у протилежному напрямку. Схема характеризується вільним штамповим простором і забезпеченням робочого ходу повзуна після циклу зарядки ГПУМ. Зарядка ГПУМ походить від ходу повзуна, зв'язаного через кулачки із зарядними гідроциліндрами. На рисунку 1.15, з ГПУМ розташований і закріплений під станиною КП. Статико-динамічне навантаження відбувається у протилежному напрямку. Схема характеризується забезпеченням заданого графіка сили при зарядці,

профілюванні кулачків.

Можливі й інші схеми розміщення ГПУМ залежно від необхідного технологічного процесу або моделі КП.

На рисунку 1.16, *а, б, в, м, д, е, ж, і, до, л, м* – зарядка ГПУМ здійснюється від незалежного наносного приводу. На рисунку 1.16, *н, п, р* – зарядка ГПУМ походить від руху повзуна. На рисунку 1.16, *з* – зарядка ГПУМ походить від головного вала КП.

Систему постачання ГПУМ можна виконувати від незалежного насосного приводу, від насоса, з'єданого із двигуном преса, або від приводу повзуна, або ексцентрикового вала преса.

Потрібно відзначити, що загальним достоїнством КП із ГПУМ є додатковий динамічний вплив на заготовку. А загальним недоліком – можливий динамічний вплив силової рами ГПУМ при її русі на деталі КП і фундамент. Для зниження динамічного впливу при проектуванні схем КП із ГПУМ варто враховувати, що ударне навантаження, передане ГПУМ на заготовку, повинне за допомогою спеціального оснащення замикатися у силовій рамі ГПУМ. Ударні впливи на деталі КП і фундамент повинні зводитися до мінімуму. Для цього станину преса необхідно встановлювати на амортизаторах (наприклад, гумовометалевих) для зниження динамічного впливу на фундамент і навколишнє середовище. З метою зниження динамічного впливу на базові деталі преса в місцях кріплення деталей ГПУМ до деталей преса також доцільно встановлювати амортизатори, конструкція силової рами повинна забезпечувати замикання динамічних сил.

Аналіз схем на рисунку 1.15 дозволяє скласти класифікацію КП із ГПУМ. В основу класифікації покладені такі ознаки:

- 1 Розміщення ГПУМ.
- 2 Кріплення ГПУМ.
- 3 Напрямок дії статико-динамічних сил.
- 4 Система зарядки ГПУМ.

Класифікація наведена на рисунку 1.16.

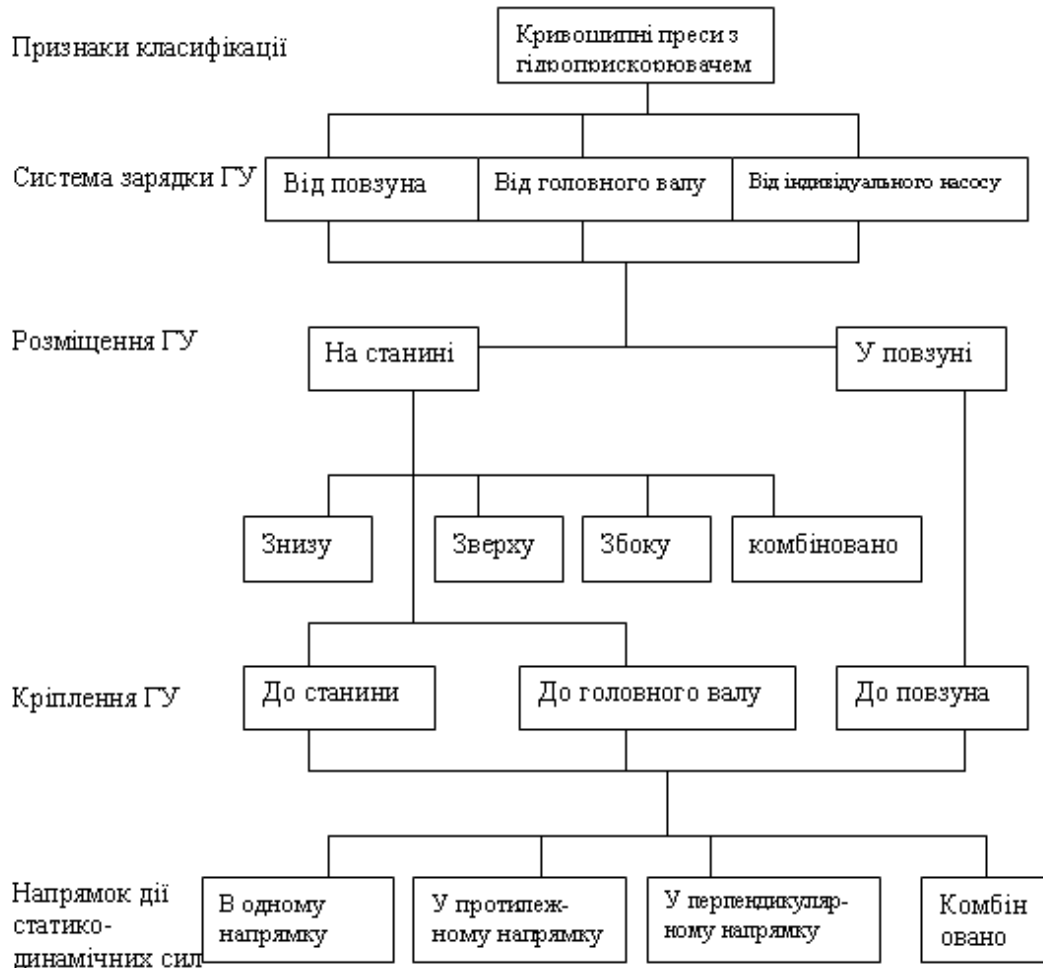


Рисунок 1.16 – Класифікація кривошипних пресів з гідропружним ударним механізмом

1.4.6 Математична модель кривошипного преса з гідропружним ударним механізмом

Динамічні моделі механічних пресів широко обговорюються в науково-технічній літературі. У роботі [1] розглянута тримасова модель КП, де показано, що в робочих механізмах пресів не передбачена можливість сприйняття розтягувальних навантажень. При розгляді процесу вирубки складена система рівнянь, що описують поведінку двомасової моделі у коливальному процесі. Розглянута двомасова динамічна модель КП, досліджене її поведінку при навантаженні. У роботі [2] обґрунтовується розробка динамічної моделі ГВМ у вигляді дискретних мас, з'єднаних пружними зв'язками. Особливо докладно динамічні моделі КП розглянуті у роботі [1], обґрунтовані методики їхньої побудови.

Як було показано на рисунку 1.15, ГПУМ може встановлюватися на станині зверху, знизу, збоку, на повзуні КП. Кожна зі схем установки ГПУМ має свої особливості. Найбільш перспективними є схеми на рисунку 1.15, *н, р*. У цих схемах ГПУМ не займає місця у штаповому просторі преса, має мінімум трубопроводів, легко регулюється. Модель чотиримасової системи КП із ГПУМ за схемою рисунка 1.15, *н* при дії технологічного навантаження P_D показана на рисунку 1.18, де m_1 – маси плунжера, баби, вставки у штамп; m_2 – маса ударної поперечки; m_3 – маса повзуна, шатуна, головного вала; m_4 – маса станини; x_1, x_2, x_3, x_4 – переміщення відповідних мас; z_1, z_2, z_3, z_4, z_5 – жорсткості відповідних зв'язків мас; P_D – деформуюча сила.

Система диференціальних рівнянь для чотиримасової системи, з урахуванням характеру навантаження при виконанні технологічної операції й закону Ньютона, має вигляд

$$\left. \begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 &= -c_2(x_1 - x_2) - c_1 x_1 - c_5(x_1 - x_4) + P_D \\ m_2 \ddot{x}_2 &= -c_3(x_2 - x_3) - c_2(x_2 - x_1) - P_D \\ m_3 \ddot{x}_3 &= -c_4(x_3 - x_4) - c_3(x_3 - x_2) \\ m_4 \ddot{x}_4 &= -c_4(x_4 - x_3) - c_5(x_4 - x_1) \end{aligned} \right\} (1.112)$$

Аналітичне рішення цієї системи рівнянь можливо, але громіздке, тому приводимо чисельне рішення.

Чисельне інтегрування диференціальних рівнянь проводиться різними методами. Найбільш застосовувані методи Ейлера й Рунге-Кутта.

Метод Ейлера складається в покроковому застосуванні формули

$$y_{i+1} = y_i + f_i \Delta x \text{ при } i = 0, 1, 2, 3, \dots, n.$$

При досить малому кроці вона дає добре наближення рішення.

Складено програму рішення на ЕОМ системи чотирьох диференціальних рівнянь другого порядку. Чотиримасова модель і блок-схема програми зображені на рисунках 1.17, 1.18. У результаті рішення виходять залежності, що дозволяють визначити параметри ГПУМ, установлюваного на КП. Для проектування КП із ГПУМ необхідно підібрати значення мас і твердостей пристроїв кріплення ГПУМ до КП.

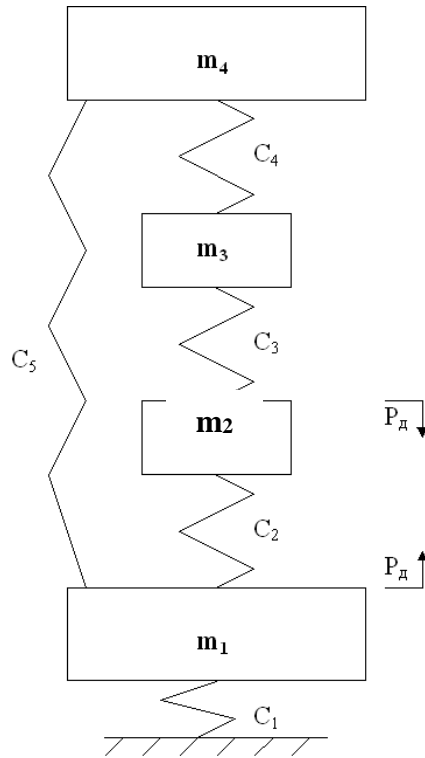


Рисунок 1.17 – Модель чотиримасової системи кривошипних пресів з гідропружним приводом машин

1.4.7 Методика визначення енергетичних, кінематичних і параметрів, які мають міцність, гідропружного ударного механізму

ГПУМ розроблені, досліджені на НКМЗ (м. Краматорськ) і в Донбаській державній машинобудівній академії (м. Краматорськ). Роботи почалися з 1965 року й тривають дотепер. Багато розробок з ГПУМ впроваджені у промисловість [26, 27]. Розрахунки різних параметрів ГПУМ наводяться у численних публікаціях. Однак ці розрахункові залежності не систематизовані.

Зведемо до певної системи розрахунки енергетичних, кінематичних і параметрів міцності ГПУМ, стосовних до КП, в основу якої покладемо наступні положення:

1 Головним параметром ГПУМ беремо Жорсткість C_X циліндра-акумулятора, що визначається вираженням

$$C_X = A_n^2 E_{np} / Q_p, \tag{1.113}$$

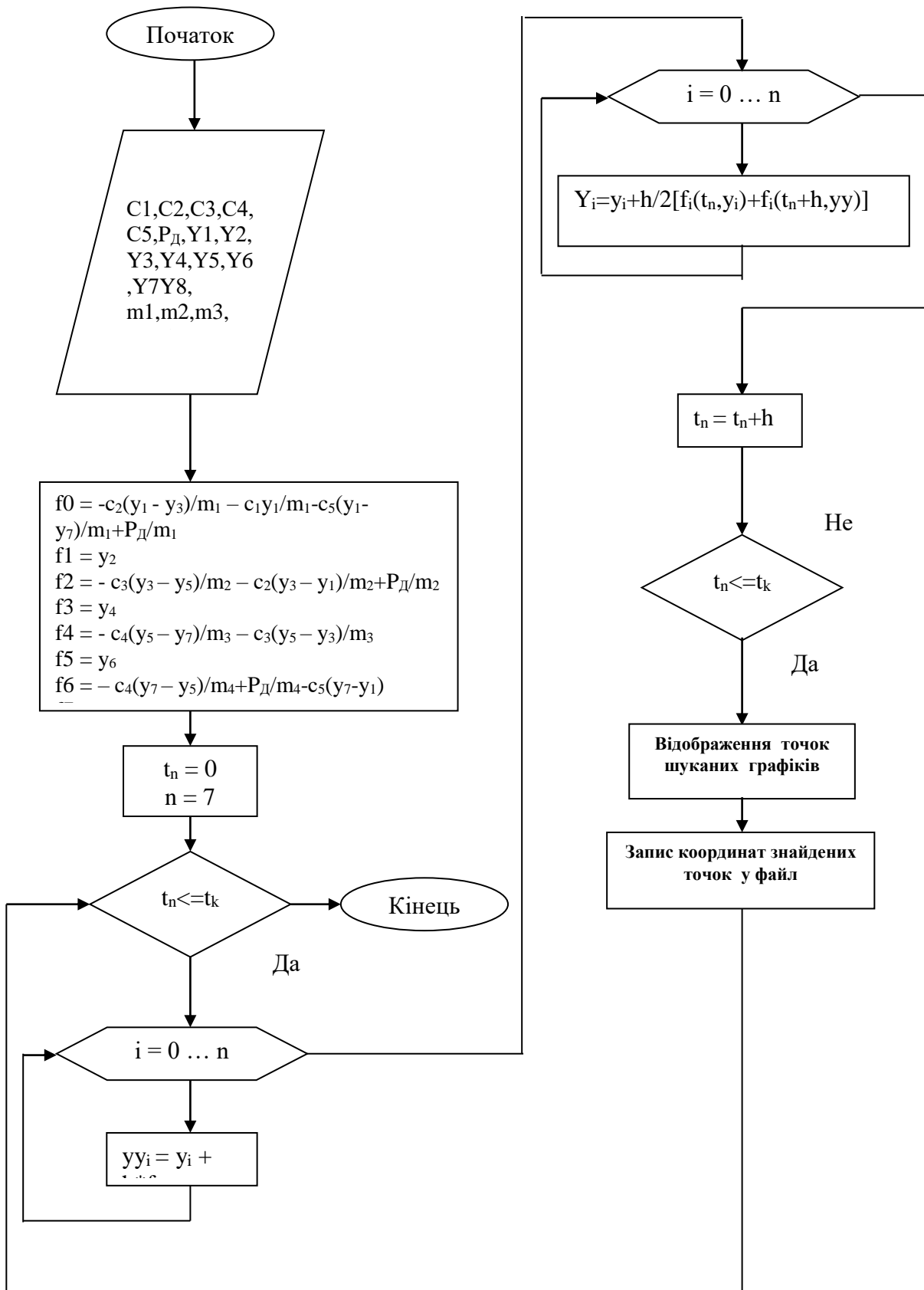


Рисунок 1.18 - Блок-схема програми для рішення системи чотирьох диференціальних рівнянь другого порядку

де C_X – жорсткість гідропружного циліндра-акумулятора;

A_n – площа плунжера;

Q_p – обсяг порожнини циліндра-акумулятора, заповненого рідиною.

2 Приймаємо умову, що зарядка й розрядка циліндра-акумулятора виробляється на повному ході повзуна вниз:

$$\Delta h = 2R_1, \quad (1.114)$$

де Δh – хід плунжера із прискоренням;

R_1 – радіус кривошипного вала КП (приймаємо аксіальний механізм).

3 Площа плунжера A_n , на яку діє активна сила при розгоні рухливих частин, визначиться

$$A_n = \Delta Q / \Delta h = \Delta Q / 2R_1, \quad (1.115)$$

де ΔQ – зміна обсягу $Q_{жс}$ при зміні тиску від початкового p_0 до робочого p_p .

4 ΔQ визначається за формулою

$$\Delta Q = p_p Q_p / E_{np}, \quad (1.116)$$

де E_{np} – наведений модуль пружності циліндра-акумулятора.

5 E_{np} визначається за формулою

$$E_{np} = \frac{E_p}{(1 + E_p d_{вн}) / (E_m \delta_{ст})}, \quad (1.117)$$

де E_p , E_m – відповідно, модулі пружності рідини й матеріалу стінок циліндра-акумулятора;

$d_{вн}$, $\delta_{ст}$ – відповідно, внутрішній діаметр і товщина стінок циліндра-акумулятора.

5 Виразимо Жорсткість C_X через параметр КП – R_1 . Підставивши у вираження (1.24) значення Δ з рівняння (1.26) і ΔQ з рівняння (1.27), одержимо

$$C_x = p_p^2 Q_p / (4R_1^2 E_{np}), \quad (1.118)$$

де C_x – жорсткість гідропружного циліндра-акумулятора, що враховує один з головних параметрів КП – хід повзуна $2R_1$.

Визначення енергії удару ГПУМ для КП можна проводити двома методами:

1 Задаватися величиною середньої сили при ударі й величиною деформації заготовки при ударі. Добуток цих величин і буде необхідною енергією удару.

2 Величину розрахункової енергії удару ГПУМ визначати залежно від номінальної сили преса й величини пружної деформації преса. Ці значення звичайно регламентуються стандартами на КП і наводяться як у характеристиках пресів, так і в науково-технічній літературі [1, 3, 8, 10].

У цьому випадку мінімальну енергію удару можна визначати:

$$W = P_n \times \Delta l_y, \quad (1.119)$$

де W – енергія, що запасає в ГПУМ;

Δl_y – пружна деформація КП, що залежить від жорсткості пресів - c .

Величина жорсткості пресів, так само, як і пружна деформація для різних пресів, регламентується.

Пружна деформація КП визначається за формулою

$$\Delta l_y = P_n / c. \quad (1.120)$$

Підставляючи вираження (1.31) у вираження (1.30), одержимо значення мінімальної енергії, яку варто запасати й потім використати у ГПУМ:

$$W = P_n^2 / c. \quad (1.121)$$

За цією формулою можна підбирати енергію ГПУМ для будь-якого КП.

Відзначимо, що енергію пружної деформації будь-яких КП визначають за формулою [1]

$$A_y = P_n^2 / (2c). \quad (1.122)$$

Порівнюючи рівняння (1.32) і (1.33), установлюємо, що додатковий ГПУМ у КП із енергією удару, певної за рівнянням (1.32), у два рази більше енергії пружної деформації цього КП.

Можна зробити важливий висновок: ГПУМ, у якому забезпечується енергія удару, що відповідає вираженню (1.32), здатний виводити КП із заклинювання. При постійному використанні ГПУМ у технологічних операціях КП не заклинить.

При заданій енергії удару визначають геометричні характеристики, маси поперечок і колон ГПУМ, залежно від параметрів приводу. На розгінній поперечці встановлений циліндр-акумулятор, на ударній поперечці встановлений верхній напівштамп.

Схема ГПУМ показана на рисунку 1.20.

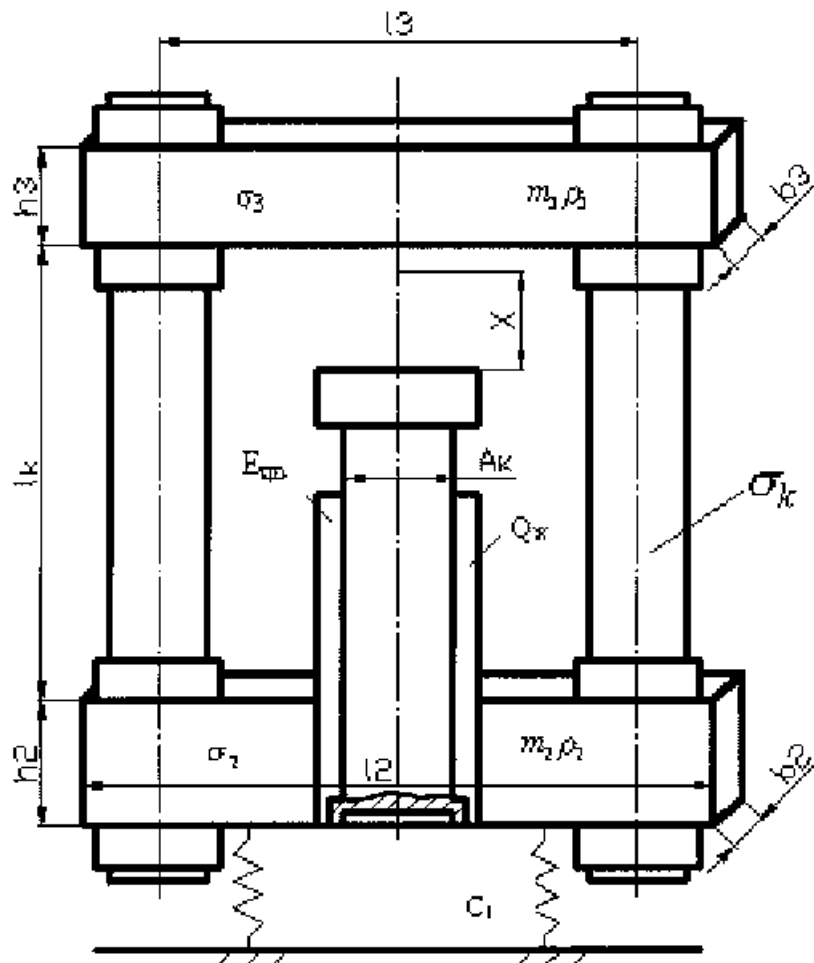


Рисунок 1.19 – Конструктивна схема ГПУМ для КП

На рисунку 1.19 позначені: $h_2, h_3, l_2, l_3, b_2, b_3, G_2, G_3, m_2, m_3, \rho_2, \rho_3$ – відповідно, висота, довжина, ширина, напруги, маси, щільності матеріалу розгінної поперечки (індекс 2) і ударна поперечки (індекс 3); m_1, ρ_1, A – відповідно, маса, щільність матеріалу, площа перетину плунжера й баби; Q_p, E_{np} – відповідно, обсяг порожнини з рідиною й наведений модуль пружності циліндра-акумулятора; z_1 – Жорсткість вузлів кріплення ГПУП до станини, повзуна, фундаменту (всі три варіанти можливі (див. рис. 1.19)).

Систематизація методик розрахунку параметрів ГПУМ для КП наведена в таблиці 1.8. Робити розрахунок параметрів ГПУМ через параметр c_x зручно для випадків установки механізму на будь-які машини, проектування його як модуля й продажу замовникові для використання в різних техпроцесах (для випробування машин, ударних стендів ущільнення ґрунтів, ливарних земельних сумішей).

Таблиця 1.8 – Систематизація методик розрахунку параметрів

гідропружного ударного механізму для кривошипних пресів

№	Параметр	Розрахункова формула	
		через c_x	через параметр КП R_1
1	Жорсткість циліндра-акумулятора	$c_x = A^2 E_{np} / Q_p$	$c_x = p^2 Q_p / (4R_1^2 E_{np})$
2	Максимальна сила	$p_{\max} = p_p \sqrt{Q_p c_x / E_{np}}$	$p_{\max} = p_p^2 Q_p / (E_{np} 2R_1)$
3	Хід плунжера з прискоренням Δh	$\Delta h = p_p A / c_x$	$\Delta h = 4AR_1^2 E_{np} / (p_p Q_p)$
4	Максимальна енергія	$W = p_p^2 A^2 / (2c_x)$	$W = 2A^2 R_1^2 E_{np} / Q_p$
5	Максимальна швидкість плунжера-баби	$V = p_p A / \sqrt{c_x m}$	$V = 2AR_1 \sqrt{E_{np} / (Q_p m)}$
6	Максимальне прискорення	$a = p_p \sqrt{Q_p c_x} / (m \sqrt{E_{np}})$	$a = p_p^2 Q_p / (m 2R_1 E_{np})$
7	Час руху з прискоренням	$t = \pi \sqrt{m} / (2\sqrt{c_x})$	$t = \pi R_1 \sqrt{m E_{np}} / (p_p \sqrt{Q_p})$
8	Обсяг рідини в циліндрі-акумуляторі	$Q_p = A^2 E_{np} / c_x$	$Q_p = 2AR_1 E_{np} / p_p$

Параметри ГПУМ можна визначати також за наступними формулами.

Обсяг рідини Q_p у циліндрі-акумуляторі для запасу енергії W при тиску рідини p_p

$$Q_p = 2E_p W / p_p^2. \quad (1.123)$$

Зміна обсягу рідини ΔQ_p при зміні в ній тиску на p_p

$$\Delta Q_p = p_p Q_p / E_{np}. \quad (1.124)$$

Площа плунжера A_n при ході із прискоренням Δh

$$A_n = \Delta Q_p / \Delta h. \quad (1.125)$$

Швидкість V із бабою масою m_1

$$V = \sqrt{p_p^2 Q_p / (E_{np} m)}. \quad (1.126)$$

Час руху плунжера t_{\max} із прискоренням

$$t_{\max} = \pi \sqrt{Q_{жс} m_1} / (1,7 \sqrt{A^2 E_{np}}). \quad (1.127)$$

Жорсткість циліндра-акумулятора c_x

$$c_x = E_{np} A_n / Q_p. \quad (1.128)$$

Блок-схема розрахунку базових параметрів і деталей ГПУМ наведена на рисунку 1.21. Вікно програми для розрахунку параметрів і машин з ГПУМ показане на рисунку 1.22.

Системний підхід до вдосконалення КП одержує в цей час свій розвиток у спробах оптимізувати рівень технічних параметрів КП, і особливо КГШП – найпоширенішого виду КП у виробництві штампувань. Відома схема технологічних параметрів для КГШП [28]. Розроблений ГПУМ логічно вбудовується у відому систему технологічних параметрів для КГШП, що буде мати вигляд, поданий на рисунку 1.23. Додаються величина пружної деформації КП Δl_y і розрахункова енергія удару ГПУМ, що визначається за формулами у таблиці 1.8.

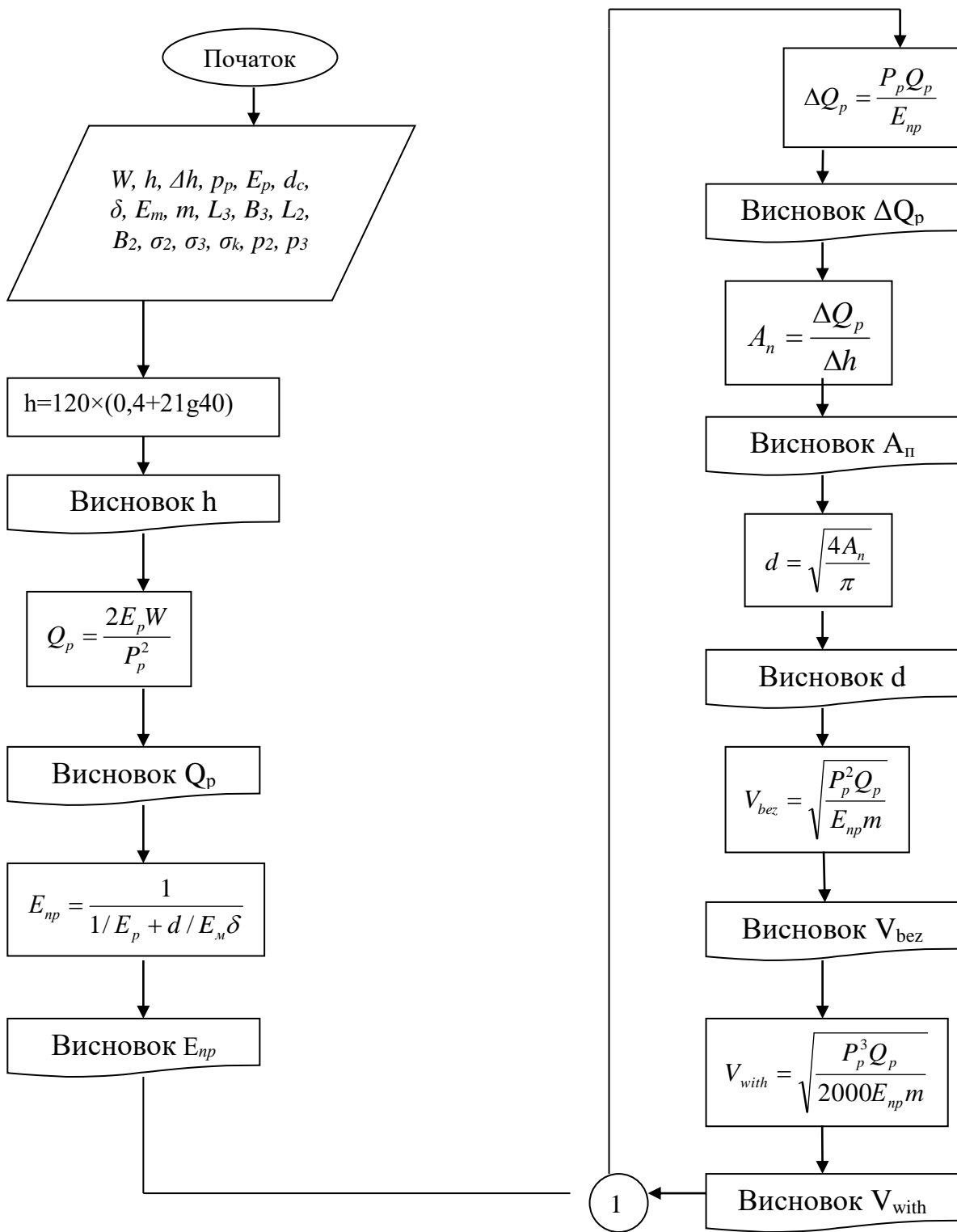


Рисунок 1.20 -- Блок-схема розрахунку базових параметрів і деталей ГПУМ

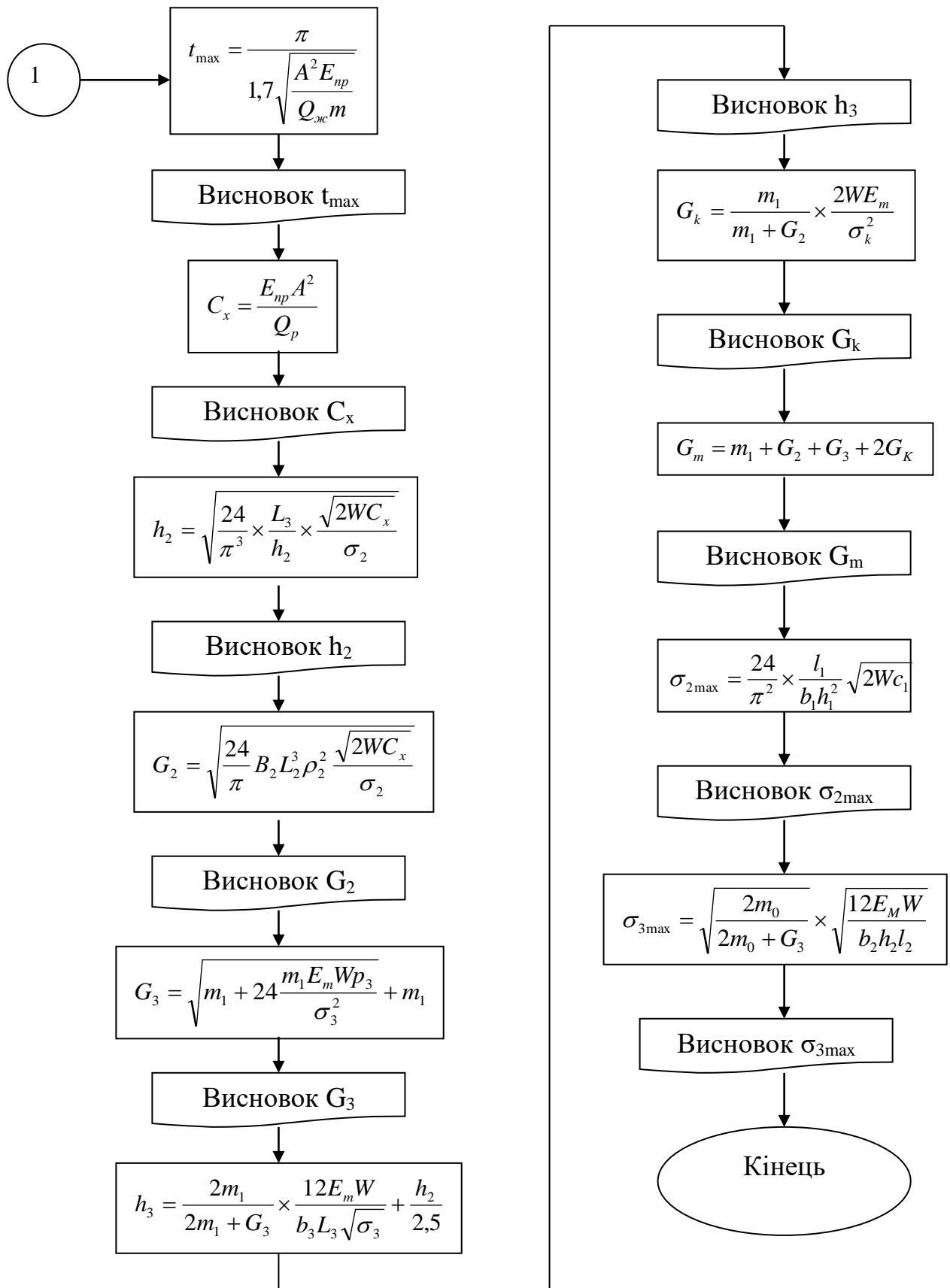


Рисунок 1.21, аркуш 2 – Блок-схема розрахунку базових параметрів і деталей ГПУМ

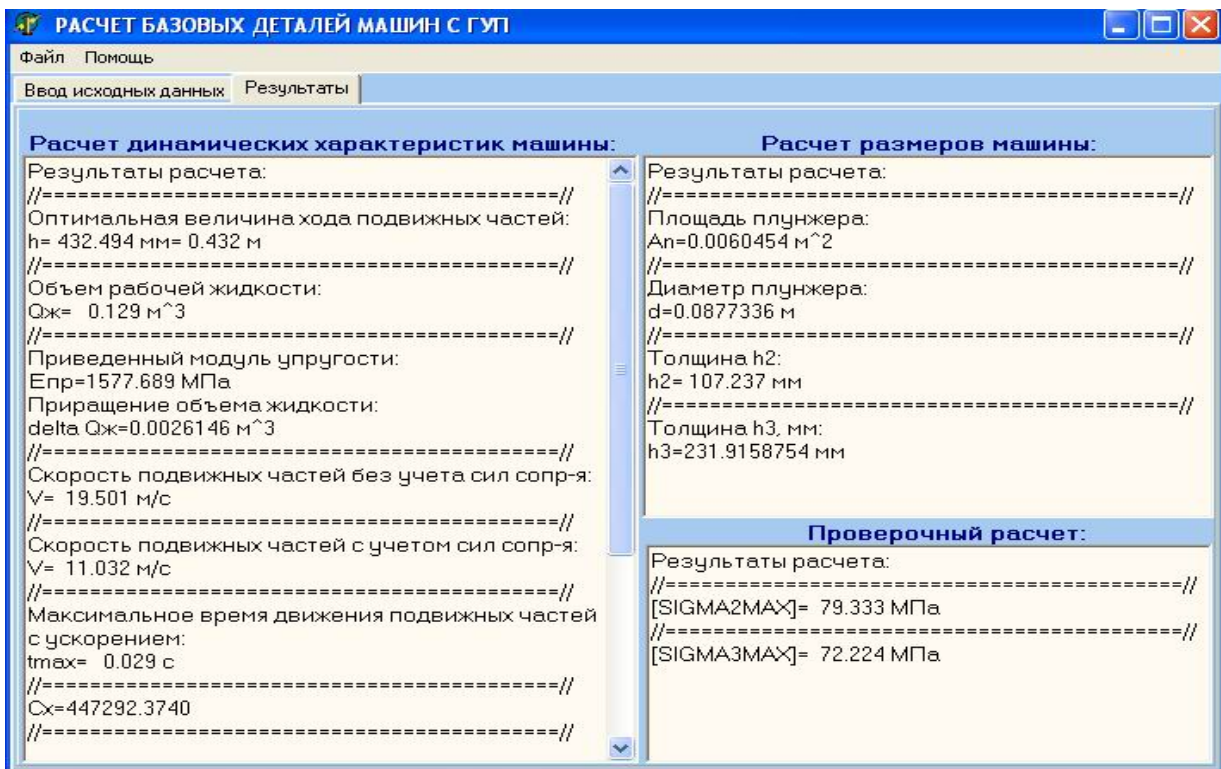
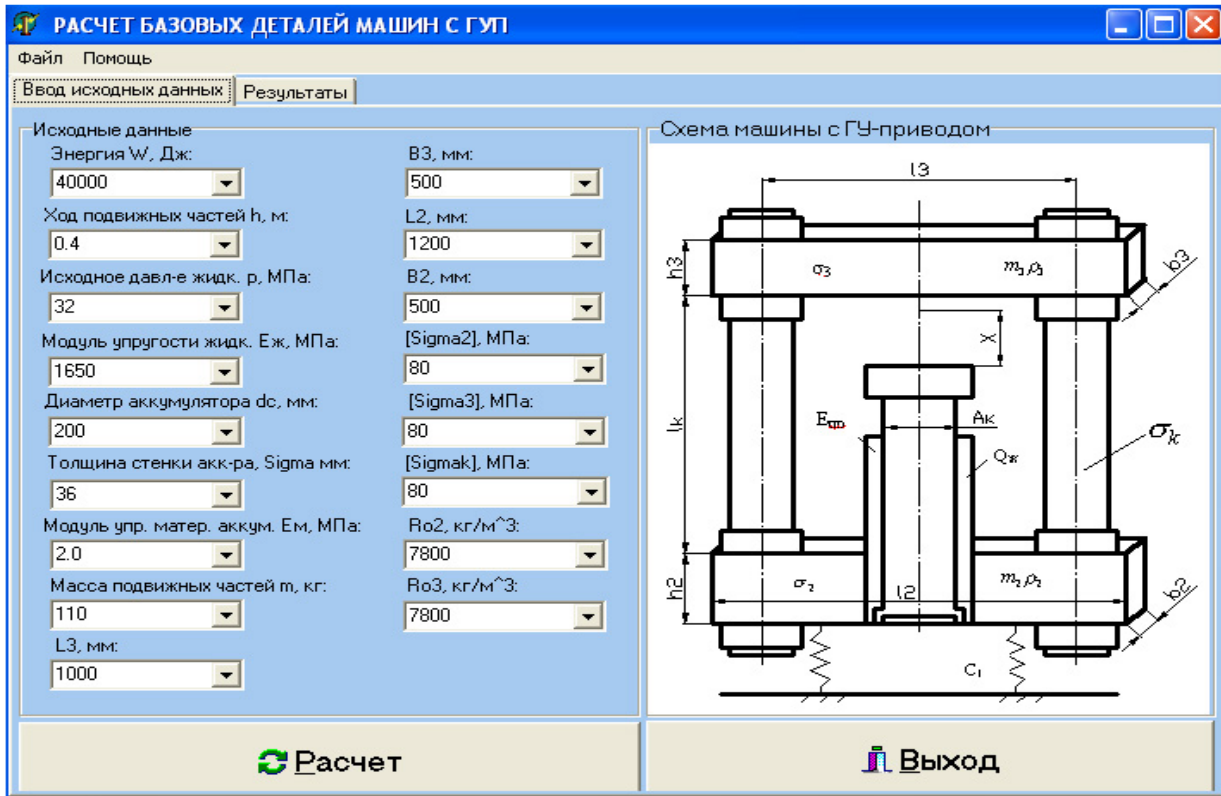
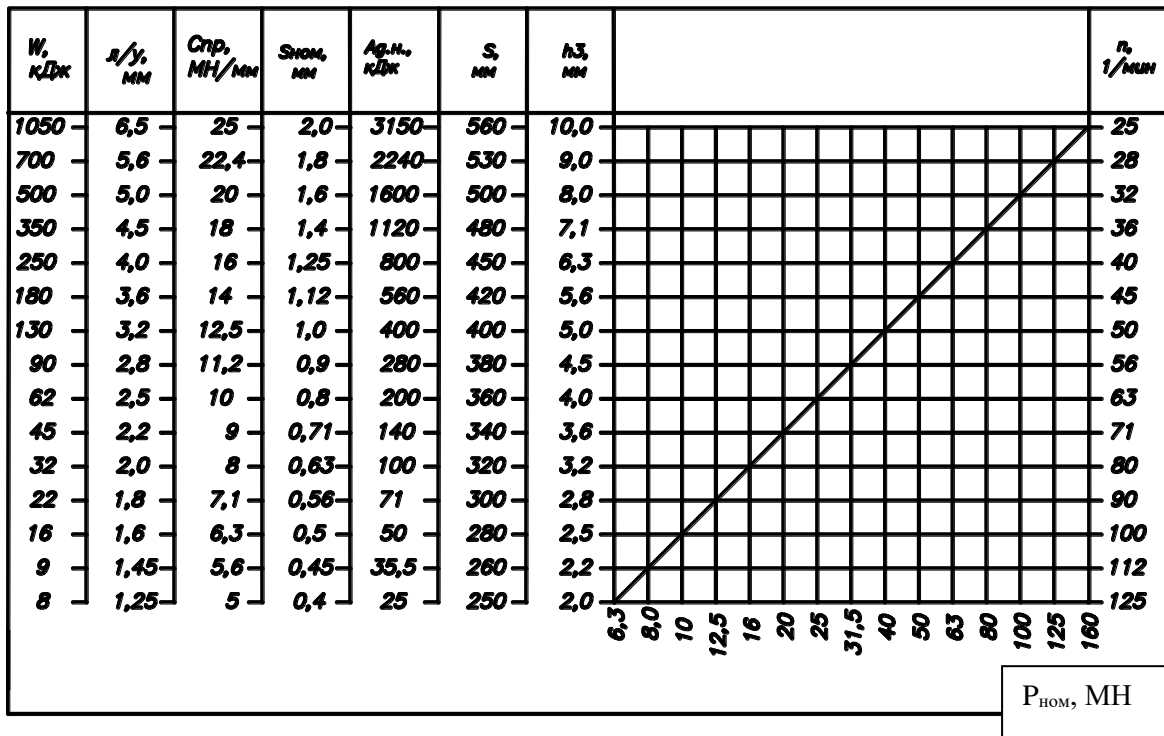


Рисунок 1.22 - Вікно програми для розрахунку параметрів машин із ГПУМ



$P_{ном}$ - номінальна сила преса; n - частота ходів повзуна;

h_z - товщина задирки; S - хід повзуна; $A_{д.н}$ - корисна робота пластичного деформування; $S_{ном}$ - хід повзуна, на якому припустима сила $P_{ном}$;

$C_{пр}$ - Жорсткість преса; Δy - величина пружної деформації преса;

W - енергія ГПУМ преса

Рисунок 1.23 - Система технологічних параметрів ГКШП із ГПУМ

1.4.8 Введення кінематичного зв'язку повзуна й механізму регулювання закритої висоти кривошипних машин

Кривошипно-повзунні механізми широко застосовуються в металургійних машинах типу ножиців для різання слябів, блюмсів, листового й сортового прокату й злитків МНЛЗ. Конструкції ножиців і кривошипних пресів мають багато однакових механізмів. Завдання з їхнього вдосконалення також мають багато спільного.

Кривошипні преси (КП), найбільше широко розповсюджене ковальсько-пресове встаткування (КПВ) для обробки матеріалів тиском (ОМТ). КП характеризуються наявністю твердих кінематичних зв'язків між всіма рухливими частинами преса, виключенням залежності швидкості руху робочого інструмента від властивостей оброблюваного матеріалу в будь-який

момент часу, наявністю двох крайніх фіксованих положень повзуна, у яких його швидкість дорівнює нулю. Остання властивість кривошипних пресів разом з параметрами його високої жорсткості й швидкохідності дозволяють одержувати заготовки точні за висотними розмірами, з малими припусками й з високою продуктивністю. Перехід на ринкову систему економіки привів до зменшення серійності виробництва заготовок, збільшення розмаїтості форм, необхідності оперативної перебудови виробництва, підвищення вимог до універсальності КПВ. Остання властивість означає актуальну потребу в розширенні технологічних можливостей КПВ й зокрема КП.

Традиційне штампування на КП дозволяє за один хід повзуна одержати тільки одну висоту заготовки, тобто деформувати її на постійну величину [29]. Для збільшення величини деформації заготовки за висотою її штампують за кілька послідовних ходів і перед кожним ходом перекладають на нову позицію (струмок) у штампі [30]. При цьому враховується, що найбільшу силу деформування F_H прес розвиває на малих кутах α_p повороту ексцентрикового вала при відліку від нижнього фіксованого положення повзуна (тут $\alpha_p = 0$, $F_H = \max$). Бажано позицію (струмок) штампування з максимальною силою розташовувати на осі преса. При штампуванні заготовки в нових позиціях виникає ексцентричне навантаження деталей преса, що негативно позначається на їхній надійності й точності штампування [31]. Величину деформації заготовки на одній позиції попередньо набудовують механізмом регулювання закритої висоти (ЗВ) КП. У випадку помилки оператора при настроюванні ЗВ відбувається або недоштампування заготовки, або навпаки надмірна її деформація, що часто приводить до заклинювання КП, до простоїв і економічних втрат (розрізка штампів автогеном). Перелічені вище негативні явища (обмеженість виконуваних техпроцесів ОМТ, поява деформуючої сили на більших кутах α_p , можливість заклинювання, ексцентричне навантаження, перевантаження деталей КП) можна звести до мінімуму, якщо зміна закритої висоти штампового простору КП проводити одночасно з ходом повзуна.

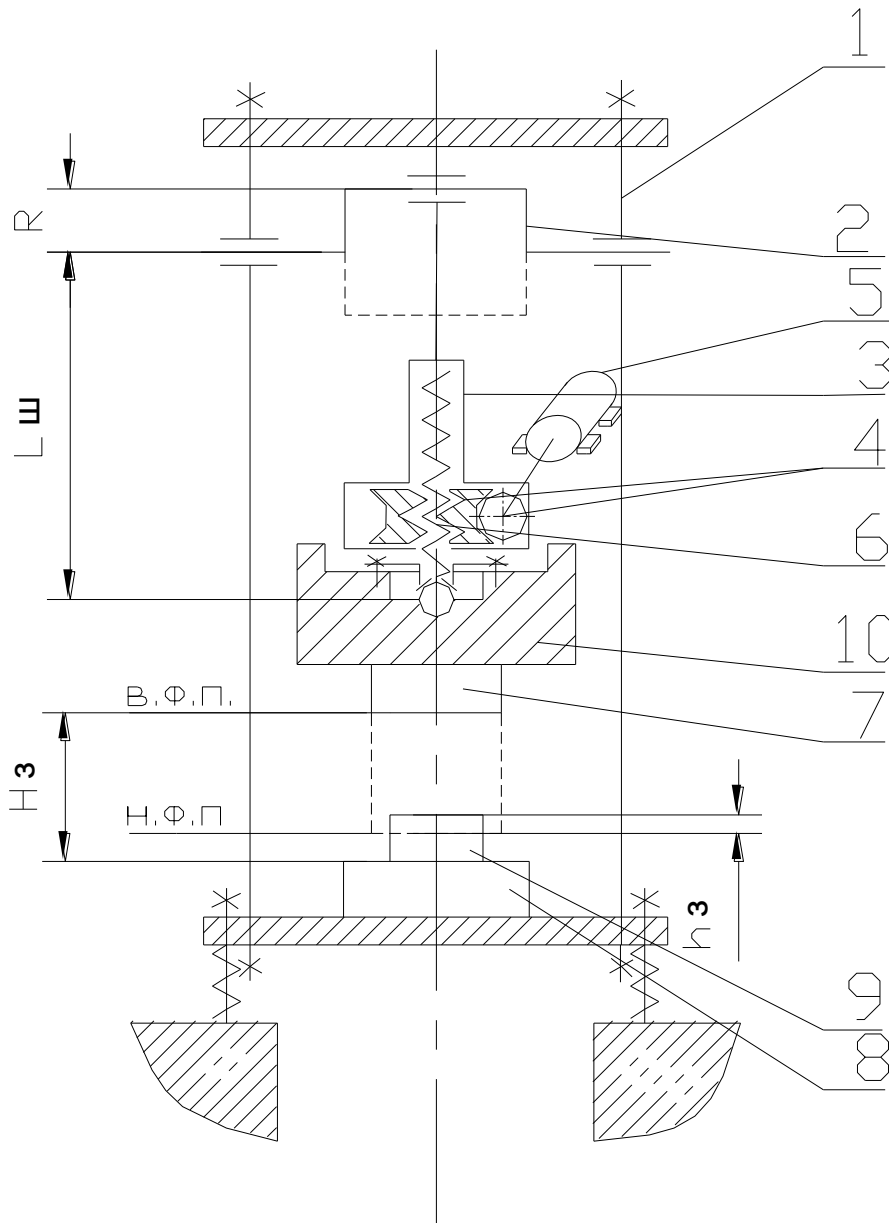
Поставлене завдання – без великих витрат на модернізацію КП можна значно розширити перелік технологічних операцій ОМТ, які можна виконувати на КП. Таке завдання може бути вирішене, якщо забезпечити кінематичний зв'язок повзуна КП із механізмом регулювання закритої висо-

ти КП. Кінематичний зв'язок повзуна й механізму регулювання ЗВ КП дозволяє набирати більшу величину деформації заготовки шляхом її дроблення між послідовними ходами КП, на малих кутах повороту α_p й на одній позиції, найбільш кращій за умовою навантаження преса, на його осі. Зміна ЗВ відбувається на нехолостому ході повзуна (хід наближення й поворотний хід). Під час робочого ходу (кут повороту ексцентрикового вала – α_p) привід механізму регулювання буде пружно деформуватися (двигун не вимикається), можливе введення в нього запобіжного пристрою – пружної або фрикційної муфти. Час перевантаження механізму дорівнює часу повороту ексцентрикового вала на кут α_p і становить близько 0.1 с для самих тихохідних пресів.

У КП можна виділити три основних типи механізмів регулювання ЗВ преса: гвинтовою парою, ексцентриковою втулкою й клинами. Гвинтова пара й ексцентрикова втулка можуть мати ручний привід (на пресах малих зусиль) і привід від електродвигуна через черв'ячний редуктор. Як правило, клиновий привід регулювання ЗВ преса має гвинтову пару з електродвигуном і черв'ячним редуктором. У деяких конструкціях пресів (КГШП – 6300 конструкції НКМЗ) як регулювальний клин застосовують ексцентрикову втулку на пальці між шатуном і повзуном. Ексцентрикова втулка, це той же клин тільки згорнутий у кільце. Привід ексцентрикової втулки виконується електродвигуном через черв'ячний редуктор.

Одна з можливих схем КП шатуна зі змінною довжиною, в процесі роботи над однією заготовкою подана на рисунку 1.24. Схема припускає роботу преса в режимі автоматичних ходів і одночасно безперервну роботу електродвигуна 5, що змінює довжину шатуна 3 і міняє величину деформації заготовки 9 – h_3 від ходу до ходу повзуна 10.

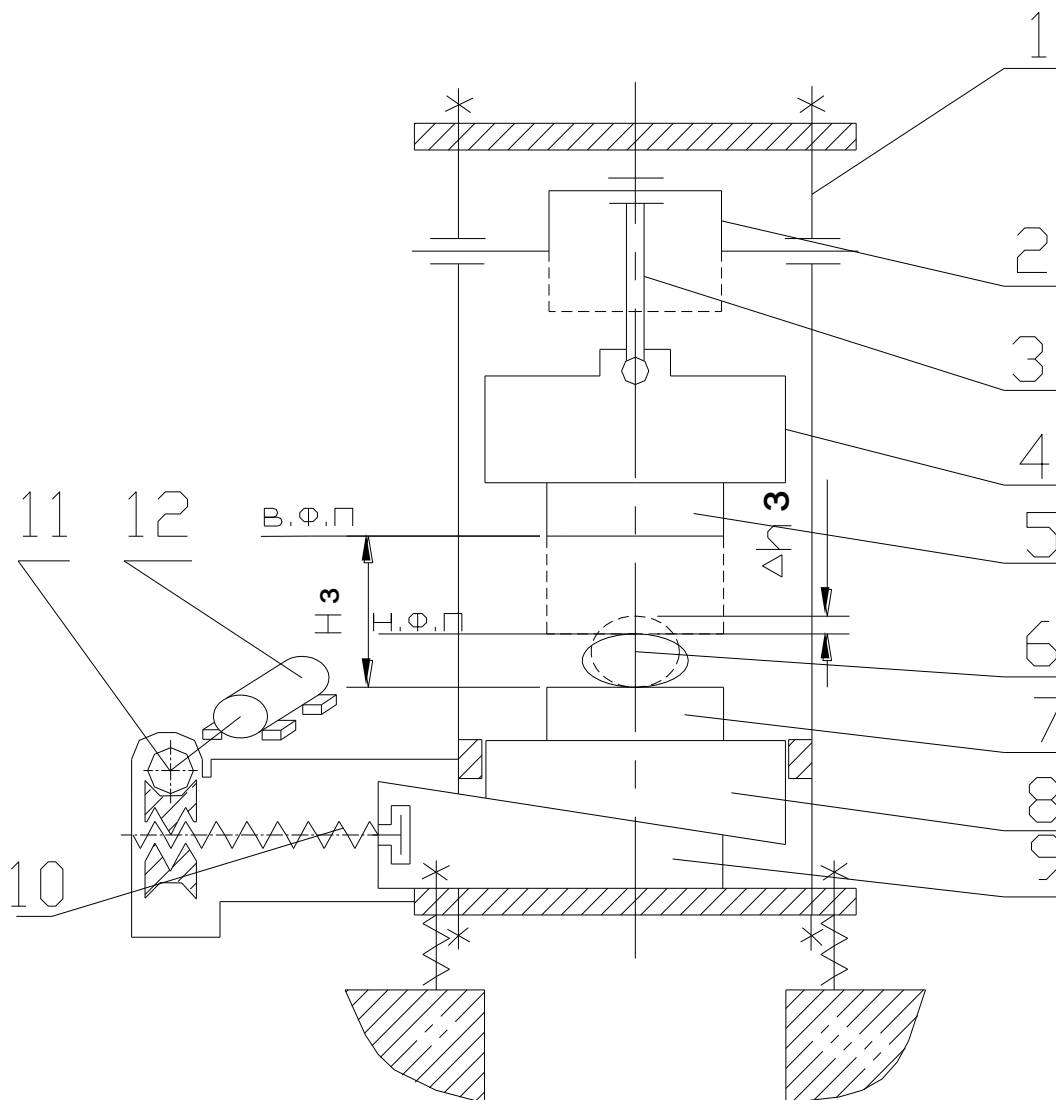
При досягненні заданої висоти заготовки електродвигун 5 включається на реверс і повертає вихідну довжину шатуна 3, прес готовий до наступного циклу кування або штампування. Між електродвигуном 5 і черв'яком 4 установлюється пружна або фрикційна муфта (на рисунку не показана), яка забезпечує запобігання електродвигуна 5 від перенавантаження під час ходу деформування заготовки 9.



1 - станина; 2 - ексцентриковий вал; 3 - шатун; 4 - черв'ячна пара;
 5 - електродвигун; 6 - гвинт; 7,8 - верхній і нижній напівштампи;
 9 - заготовка; 10 - повзун; В.Ф.П. і Н.Ф.П. - верхнє й нижнє положення
 бойків відповідно; H_z - закрита висота преса; $L_{ш}$, R - довжина шатуна й
 радіус ексцентрикового вала відповідно; h_z - деформація заготовки за
 один хід повзуна.

Рисунок 1.24 - Схема кривошипного преса шатуна з довжиною,
 що змінюється

На рисунку 1.25 зображена схема КП із клиновим механізмом зміни
 закритої висоти преса. Робота схеми аналогічна описаній вище.



- 1 - станина; 2 - ексцентриковий вал; 3 - шатун; 4 - повзун;
 5 - верхній бойок; 6 - заготовка; 7 - нижній бойок; 8 - стіл; 9 - клин;
 10 - гвинт; 11 - черв'ячна пара; 12 - електродвигун.

Рисунок 1.25 - Схема кривошипного преса із клиновим механізмом зміни закритої висоти преса

Для розширення універсальності КП, забезпечення виконання на ньому більшості технологічних операцій ОМТ, розроблений КП із гідроциліндром приводу клинового стола й кінематичним зв'язком повзуна із цим гідроциліндром [29]. Кінематична схема кривошипного преса з гідроприводом подана на рисунку 1.26.

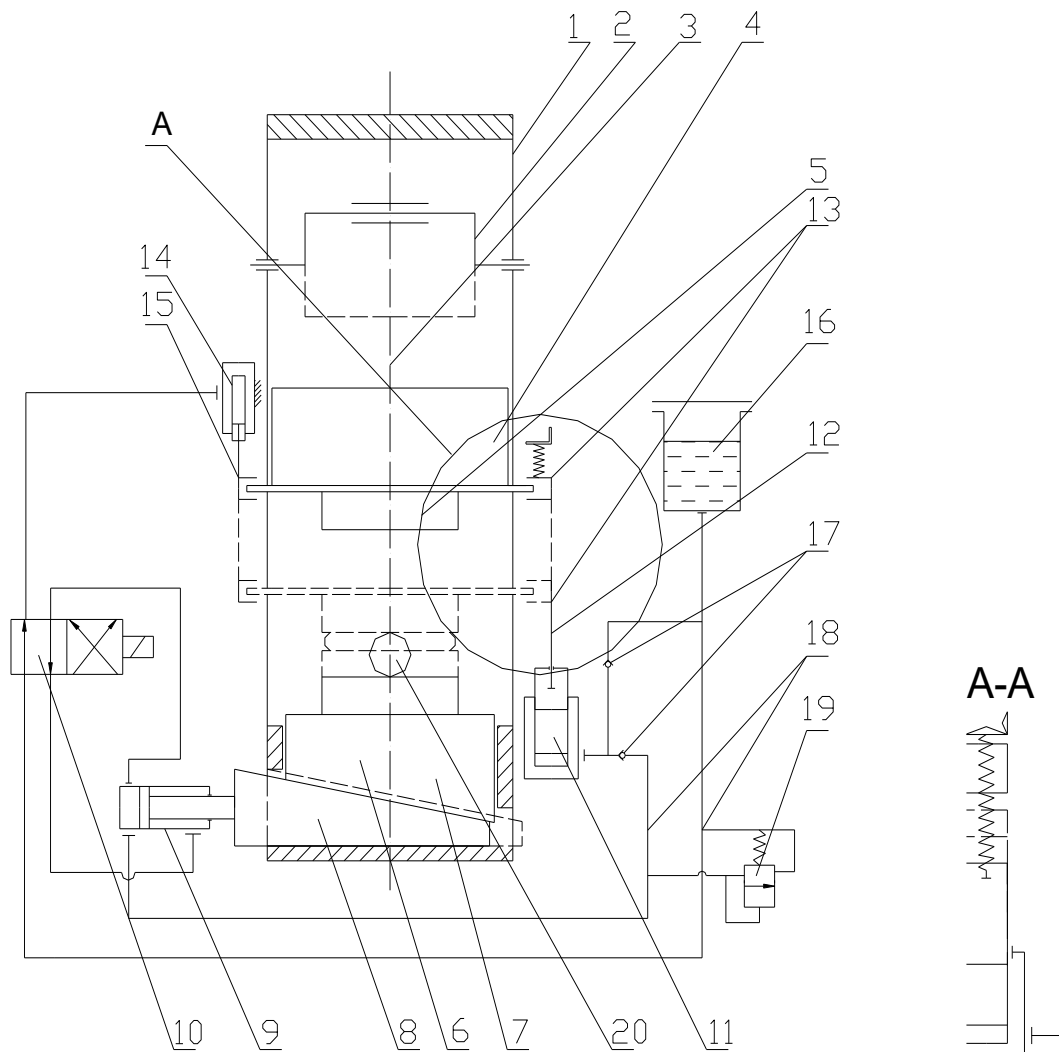


Рисунок 1.26 - Схема кривошипного преса з кінематичним зв'язком повзуна й стола

Прес складається з: силової рами (станини) 1, кривошипного вала 2, шатуна 3, повзуна 4, верхнього бойка (напівштампа) 5, нижнього бойка (напівштампа) 6, рухливого стола 7, клина 8, гідроциліндра 9, золотника 10, циліндра піднімального стола 11, гвинта 12, упорів регульованих 13, циліндра поворотного стола 14, опори 15, бака 16, зворотних клапанів 17, гідролінії 18, запобіжного клапана 19 і заготовки 20.

Такий прес ефективний при операціях вільного кування. Працюючи в режимі шліхтованих ходів, він дозволяє з високою точністю й більшим зусиллям одержувати заданий розмір кування. На операціях штампування також значно розширюються технологічні можливості преса. Наприклад, при видавлюванні стрижнів за рахунок дрібності деформації можна одер-

жувати стрижні більшої довжини, чим за один робочий хід. При радіальному видавлюванні з'являється можливість постійного заповнення бічних порожнин штампа деформованих металом. Регулюючи паузи між деформаціями гарячого металу можна використати властивість розміщення металу для підвищення загальної величини його деформації. Регулюванням клапана 19 тиску рідини при деформації заготовки й підбором робочих площин циліндрів 11 і 9 можна забезпечити зустрічний рух бойка 6 до бойка 5 при ході деформації заготовки 20, що необхідно при складних операціях повздошно-поперечного видавлювання для одержання суцільних за формою заготовок.

Був виконаний кінематичний аналіз і отримані залежності зміни ЗВ КП за кожний хід повзуна, для більшості конструкцій приводних механізмів регулювання ЗВ:

- привід від електродвигуна, черв'ячний редуктор і гвинтова пара:

$$\Delta h_3 = \frac{p \cdot n_{el} \cdot (360^\circ - \alpha_p) / n_{np}}{U_{черв} \cdot 360}; \quad (1. 129)$$

- привід від електродвигуна, черв'ячний редуктор, гвинтову пару й клин:

$$\Delta h_3 = \frac{p \cdot n_{el} \cdot (360^\circ - \alpha_p) \cdot tg\varphi / n_{np}}{U_{черв} \cdot 360}; \quad (1. 130)$$

- привід клина стола від гідроциліндра, гідравлічно пов'язаного із циліндром, з'єднаним кінематично з повзуном преса:

$$\Delta h_3 = \frac{A_1}{A_2} \cdot (h_{np} - h_p) \cdot tg\varphi, \quad (1. 131)$$

де Δh_3 – величина звуження закритої висоти преса за один хід повзуна преса (мм);

A_1, A_2 – відповідно площі гідроциліндра, пов'язаного з повзуном і клином;

h_{np} – повний хід, мм;

h_p – робочий хід преса, мм.

Висновки: запропонований нова конструктивна схема зміни закритої висоти кривошипного преса, у якому привід стола кінематично пов'язаний з повзуном у вигляді гідравлічно з'єднаних гідроциліндрів. Виведено формули зміни закритої висоти преса під час холостого ходу повзуна для всіх, застосовуваних у цей час механізмів регулювання. Формули можуть бути використані для розрахунку технологічних операцій, які раніше на кривошипних пресах не виконувалися: вільного кування, штампування в одному струмку з дозованою деформацією заготовки за кожний хід, витяжки й видавлювання із дробової (вроздріб) послідовною деформацією уздовж і поперек осі заготовки, з'являється можливість використання ефекту знеміцнення металу при гарячій його деформації за рахунок розрахунку часу пауз між ходами повзуна й т.д. У цілому запропонована схема роботи кривошипного преса розширює його технологічні можливості, дозволяє технологам планувати більше різноманітні технологічні процеси на КП, використовуючи його відомі можливості – високу точність і продуктивність.

2 КЛИНОШАРНІРНИЙ МЕХАНІЗМ У МАШИНОБУДУВАННІ

Клиношарнірний механізм створений у Донбаській державній машинобудівній академії у 1986р. Клиношарнірний механізм відноситься до механізмів з «твердим» кінематичним зв'язком, коли рух одного елемента надає руху іншому елементу механізму за певним законом. Найближчим аналогом КШМ є звичайний клиновий механізм, який складається із приводного й робочого клинів із загальним кутом клиноподібності. Це забезпечує силовий і кінематичний зв'язок між клинами через кут клиноподібності. Клиновий механізм застосовано фірмою «Еумисо» для приводу преса зусиллям 125МН. Прес призначений для штампування колінчатих валів потужних автомобілів і встановлений на КАМАЗі в м. Набережні Челни (Росія). Дослідження преса підтвердили його переваги перед звичайними кривошипними пресами: підвищилася жорсткість, знизилася висота преса. Коефіцієнт тертя в

клиновій парі не перевищує величини $f=0,06$ і менше, що близько до розрахункового значення.

КШМ відрізняється від клинової пари змінним за ходом привідного клина кутом клиноподібності, що може досягати значення, яке дорівнює нулю. У цьому положенні приводний клин установлюється на вісь робочого клина, й сила уздовж робочого клина стає рівною нескінченності (якщо не враховувати сили тертя).

Привід клина може здійснюватися будь-яким відомим механізмом: гідропневмоциліндрами, гвинтом, коліноважільним, кривошипним і т.п. механізмами.

КШМ має наступні особливості в порівнянні із традиційними механізмами (кривошипноповзунним, коліноважільним, гвинтовим, клиновим):

- має змінне співвідношення між силами на приводному й виконавчому елементах механізму;
- більше короткий, чим у клинового, хід приводного елемента механізму;
- приводний елемент може мати будь-який механізм приводу, включаючи гідропневмоциліндри;
- КШМ порівняно легко комбінується з іншими, традиційними приводними механізмами КПМ, забезпечуючи їм додаткові технологічні можливості.

Клиношарнірні преси розробляються для точного штампування переважно низьких заготовок. Прес характеризується меншими розмірами за висотою (на 15%) і меншою масою конструкції (на 20%). Співвідношення зусилля на повзуні до зусилля на клині змінюється у процесі штампування аналогічно технологічному графікові штампування, що дозволяє знизити потужність приводу клина. Це забезпечується за рахунок виконання однієї поверхні клина криволінійною й установкою шарніра між клином і повзуном. Зазначені нові технічні рішення дозволили зберегти переваги існуючих клинових пресів закордонних фірм («Lasco», «Eumiso») і одержати наступні переваги:

- підвищену жорсткість машини, що збільшує точність одержуваних заготовок;

- збільшує ексцентриситет навантаження повзуна, який допускається, що забезпечує можливість багатопозиційного штампування машини, і підвищує її надійність.

Одним з варіантів є клиновий прес із приводом від високошвидкісного ГУМ. Це дозволяє одержати на повзуні швидкість (у момент торкання заготовки) порядку 2...6 м/с. У зв'язку із цим знижується зношування штампувального інструмента, поліпшується заповнення форми штампа металом. В інших варіантах привід клина виконується кривошипним або гвинтовим, що розширює області застосування такого устаткування.

Область застосування КШМ: операції карбування, точного холодного й гарячого багатопозиційного штампування, різні затискні механізми у машинобудуванні, механізми, що забезпечують змінність приводного й робочого ходів і т.п.

Перші розробки КШМ описані в авторських посвідченнях СРСР №№ 816780, 1152797, 1152798, 1202897, 1214477, 1229076, 1263540, 1270024 і т.д.

Розробка на основі ГУМ і КШМ нових КПМ проводиться з урахуванням загальних тенденцій розвитку такого встаткування, головні з яких:

- розширення технологічних можливостей КПМ шляхом розширення діапазону зусиль, швидкостей, енергій, точного їхнього дозування, забезпечення на одній машині статичного, динамічного, вібраційного й комбінованого навантаження;
- створення універсального (для індивідуального, дрібносерійного виробництва), спеціалізованого й спеціального устаткування (для крупносерійного й масового виробництва);
- підвищення продуктивності встаткування сполученням технологічних операцій, скороченням транспортних пауз, нагрівання;
- автоматизація КПМ, забезпечення гнучкості, скорочення часу на переналагодження встаткування при переході на інші деталі;
- більше широке застосування гідроприводу, що звичайно спрощує конструкцію машини, забезпечує точне регулювання й комбінування рухів інструмента;

- забезпечення точності регулювання зусилля, швидкості, енергії удару, фіксації зупинки, зміна швидкості в процесі деформування, зміна обсягу вогнища деформації й напрямки діючих зусиль.

Ці тенденції у різному ступені закладені в розроблені в ДДМА принципово нові КПМ самого широкого призначення й діапазону за параметрами:

1 Гама безшаботних молотів з гідропружним приводом з точним і оперативним регулюванням енергії удару в одноударному й багатуударному виконанні. Розроблено 16 типорозмірів молотів з енергією удару від 5 до 30000кДж, масою від 0,35 до 1200т. Призначені для об'ємного холодного й гарячого штампування деталей типу дисків, шестірень, коленвалів, турбінних лопаток і подібних деталей складної форми. Можуть замінити преси зусиллям від 300 до 750 МН, маса яких 20000т і більше.

2 Гама прес-молот-машин, що забезпечують принципово новий вид статико-динамічного навантаження заготовки. Розроблені 8 схем прес-молотів із пресовим зусиллям від 70 до 100000кн і енергією удару від 0,55 до 1170 кДж, з них 4 конструкції впроваджені в промисловість. Розроблено схеми машин, у яких молотова частина працює без споживання енергії з мережі.

3 Розроблено конструкції пристроїв для зниження витрати енергії при роботі гідропресів. Це забезпечується поверненням частини енергії пружної деформації гідропреса при його розвантаженні в насосно-акумуляторну станцію для наступного використання. Наприклад, у кувальному гідропресі зусиллям 100 МН енергія пружної деформації може досягати 3060 кДж і в цей час ця енергія корисно не використовується.

4 Розроблено копри для динамічного і статодинамічного листового штампування еластичними середовищами з контейнерами (500, 800 і 1200x2400 мм і енергією удару 300, 1200 і 2000 кДж і масою машин відповідно 62,82 і 300 т).

5 Розроблено гаму машин (8 типорозмірів) для здвигової відрізки заготовок із енергією удару 40-1700 кДж і масою 5-180 т.

6 Розроблено гаму машин (7 типорозмірів) для поділу заготовок клиновими ножами з енергією удару 1,6-12000 кДж і масою 0,7-1200 т. 3 машини реалізовані у промисловості.

7 Розроблені кривошипні механічні преси з гідро прискорювачем, які забезпечують дію на заготовку статичного (від преса) і динамічного (від гідро прискорювача) зусилля, що дозволяє штампувати заготовки, які потребують зусилля в 2-3 рази вище номінального зусилля преса.

8 Розроблено клиношарнірний привід механічних пресів, що дозволяє збільшити жорсткість пресів у 1,5-2 рази.

Розроблено ряд нових машин для будівництва, енергетики, деревообробки, сільського господарства й інших галузей виробництва.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1 **Живов, Л.И.** Кузнечно-штамповочное оборудование. Молоты, винтовые прессы, ротационные и электрофизические машины/ Л.И.Живов, Г.А.Овчинников. – Киев: Выща шк., 1985. – 279с.

2 **Зимин, А.И.** Машины и автоматы кузнечно-штамповочного производства /А.И. Зимин. – Ч.1.: Молоты. – М.: Машгиз, 1953. – 356с.

3 **Щеглов, В.Ф.** Совершенствование кузнечного оборудования ударного действия /В.Ф. Щеглов. – М.: Машиностроение, 1968. – 258с.

4 **Кононенко, В.Г.** Анализ конструктивных схем машин для высокоскоростной резки металла // Высокоскоростная обработка материалов /В.Г. Кононенко. – 1974. – Вып. 3. – С.42-47.

5 **Согришин, Ю.П.** Штамповка на высокоскоростных молотах /Ю.П.Согришин, Л.Г. Гришин, В.М. Воробьев. – М.: Машиностроение, 1978. – 167с.

6 **А.с. 450633 СССР, МКИ В21 j 11/00.** Гидравлический двухоперационный пресс-молот/ Л.Л.Роганов (СССР).– №1732762/25-27; Заявлено 03.01.72; Опубл. 25.11.74; Бюл.№ 43.

7 **А.с. 484039 СССР, МКИ В21 j 11/00.** Гидравлическая установка/ Л.Л.Роганов (СССР). – №1734137/25-27; Заявлено 03.01.72; Опубл. 15.09.75; Бюл. № 34.

8 **А.с. 527240 СССР, МКИ В21 j 11/00, В21 7/28.** Гидравлический листоштамповочный пресс-молот/ Л.Л. Роганов, А.В. Янченко (СССР). – №2144160/27; Заявлено 13.06.75; Опубл. 05.09.76; Бюл.№ 33.

9 **Унксов, Е.П.** Экспериментальное исследование штоков штамповочных Молотов /Е.П. Унксов. – М.: Машгиз, 1948. – 273с.

10 **Бочаров, Ю.А.** Гидропривод кузнечно-прессовых машин /Ю.А.Бочаров, В.Н. Прокофьев. – М.: Высшая школа, 1969. – 248с.

11 **Богданов, Э.Ф.** Выбор давления рабочей жидкости при проектировании гидравлических прессов//Машины и технология обработки металлов давлением, МВТУ им. Баумана /Э.Ф. Богданов. - М.: Машгиз, 1960. – С.86-106.

12 **Роганов, Л.Л.** Разработка и исследование импульсного гидропружинного высокоскоростного молота /Л.Л. Роганов. – М.: МВТУ им.Баумана, 1972. – С.14. – Реф.к дис.канд.техн.наук.

13 **Роганов, Л.Л.** Анализ распределения энергии, запасаемой в гидравлическом цилиндре-аккумуляторе //Высокоскоростная обработка материалов давлением /Л.Л. Роганов. – Харьков, 1982. – Вып.8. – С.96-100.

14 **Зимин, А.И.** Периодическая система энергетиков кузнечно-прессовых машин/ Машины и технология обработки металлов давлением, сб. МВТУ им. Баумана /А.И. Зимин. – М.: Машиностроение, 1967. – С.5-23.

15 **Роганов, Л.Л.** Гидроупругий и клиношарнирный приводы – основа создания новых машин и техпроцессов ОМД/ Сб. научн. статей, отв. ред. Соколов Л.Н. и др. – К.: УМК ВО, 1988. – С.141-148.

16 **Бочаров, Ю.А.** Структурно-морфологическая классификация кузнечно-штамповочных машин и агрегатов// Кузнечно-штамповочное производство /Ю.А. Бочаров. – 1974. – №11. – С.30-34.

17 **Ланской, Е.Н.** О динамической жесткости кривошипных прессов/ Е.Н.Ланской, Г.Г. Поздняк // Вестн. маш-ния. – 1969. – №2. – С.31-34.

18 **Навроцкий, Г.А.** Кузнечно-штамповочные автоматы. – М.: Машиностроение / Г.А. Навроцкий. 1965. – 312с.

19 **Васильев, Б.В.** Динамические процессы в гидравлическом прессе при мгновенном снижении рабочей нагрузки// Кузн.-шт. пр-во. – 1965. – №3. – С.26-29.

20 **Добринский, Н.С.** Сжимаемость смеси жидкость-газ в цилиндре гидравлического пресса// Вестник машиностроения /Н.С. Добринский. – 1972. – №7.

21 **Роганов, Л.Л.** Гидроупругий и клиношарнирный приводы – основа для создания новых машин и техпроцессов ОМД /Сб. научн. статей. Совершенствование процессов и машин обработки металлов давлением, УМК ВО /Л.Л. Роганов. – 1988. – 207с.

22 **Рей, Р.И.** Кузнечно-штамповочное оборудование. Кривошипные прессы/ Р.И. Рей, С.С. Монатовский. – Луганск: Изд-во СЧУ, 2000. – С.216. – ISBN 966-590-094-3

23 **Сторожев, М.В.** Теория обработки металлов давлением/ М.В.Сторожев, Е.А. Попов. – М.: Машиностроение, 1971. – 423с.

24 Кривошипные кузнечно-прессовые машины/ Сост.: В.И. Власов, А.Я.Борзыкин, И.К. Букин-Батырев и др.; Под ред. В.И. Власова – М.: Машиностроение, 1982. – 424 с.

25 **Роганов, М.Л.** Расширение технических возможностей кривошипных прессов путем их снабжения ускорителем //Ресурсозберігаючі технології виробництва та обробки тиском матеріалів у машинобудуванні: Зб. Наук /М.Л. Роганов. пр. – Луганськ: вид-во СУНУ ім. В.Даля, 2004. – С.88-92.

26 **Роганов, М.Л.** Совершенствование конструкций кривошипных прессов //Удосконалення процесів і обладнання обробки тиском у металургії та машинобудуванні: Тем. зб. наук. Пр /М.Л. Роганов. –Краматорськ: ДДМА. – 2004. –С.35-37. – ISBN 966-7851-37-0

27 **Роганов, Л.Л.** Внедрение новых кузнечно-прессовых машин в промышленность //Удосконалення процесів і обладнання обробки тиском у металургії та машинобудуванні: Тем. зб. наук. пр /Л.Л. Роганов. – Краматорськ: ДДМА, 2002. – С.178-182. – ISBN 966-7851-02-8

28 **Федоркевич, В.Ф.** Система технологических параметров для кривошипных горячештамповочных прессов //Ж-л КШП-ОМД /В.Ф.Федоркевич. – 2003. – №10. – С.14-15. – ISBN 966-590-094-3

29 **Линц, В.П.** Кузнечно-прессовое оборудование и его наладка /В.П.Линц, Л.Ю. Максимов. – М.: Высшая школа,1988. – 286с.

Навчальне видання

РОГАНОВ Лев Леонідович
РОГАНОВ Максим Львович

**ГІДРОПРУЖНИЙ І КЛИНОШАРНІРНИЙ
МЕХАНІЗМИ В МАШИНОБУДУВАННІ**

Навчальний посібник
для студентів спеціальностей 7.090206, 7.090404
Частина 1

Редактор І.І.Дьякова

Комп'ютерна верстка О.П.Ордіна

9/2006. Підп. до друку 05.03.08. Формат 60x84/16.
Папір офсетний. Ум. друк. арк. 7,67. Обл.-вид. арк. 6,46.
Тираж 65 прим. Зам. № 36.

Видавець і виготівник
«Донбаська державна машинобудівна академія»
84313, м. Краматорськ, вул. Шкадінова, 72
Свідоцтво про внесення суб'єкта видавничої справи до державного реєстру
серія ДК № 1633 від 24.12.2003