

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ЗАПОРІЗЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Машинобудівний Інститут Машинобудівний факультет
(повне найменування інституту, назва факультету)
Обробка металів тиском
(повна назва кафедри)

Пояснювальна записка

до дипломного проекту (роботи)

магістр

(ступінь вищої освіти (освітній ступінь))

на тему Оптимізації параметрів виконавчого механізму
спеціальних кривошипних пресів

Виконав: студент 6 курсу, групи М-813
спеціальності (напряму підготовки)

131 Прикладна механіка

(код і назва напряму підготовки, спеціальності)

Чернов Д.К.

(прізвище та ініціали)

Керівник Автушенко А.В.

(прізвище та ініціали)

Рецензент Галущак Д.В.

(прізвище та ініціали)

м.Запоріжжя

2018 рік

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Запорізький національний технічний університет
 (повне найменування вищого навчального закладу)

Інститут, факультет МІ МФ
 Кафедра Обробка металів тиском
 Ступінь вищої освіти (освітній ступінь) магістр
 Спеціальність 131 Прикладна механіка
 (код і назва)
 Напрямок підготовки Обладнання та технологія машинобудування для формування конкурентних машинобуду
 (код і назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри Широкобоков В.В.

"20" вер / 12 2018 року

З А В Д А Н Н Я
НА ДИПЛОМНИЙ ПРОЕКТ (РОБОТУ) СТУДЕНТУ

Чернов Дмитро Костянтинович
 (прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проекту (роботи) оптимізація параметрів виконавчого механізму спеціальних кривошипних пресів

керівник проекту (роботи) Явтушенко Анна Володимирівна к.т.н. доц.
 (прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом вищого навчального закладу від "23" 11 2018 року №363

2. Строк подання студентом проекту (роботи)

3. Вихідні дані до проекту (роботи) Збіти з переддипломної практика

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) Аналітичний огляд існуючих методів розрахунку, оптимізації параметрів кривошипних пресів. Завдання, вибір методів теоретичного доведення кривошипних пресів. Оптимізаційний синтез додаткових виконавчих механізмів пресів. Оптимізаційний синтез існуючих виконавчих механізмів спеціалізованих пресів Охорома пресів та будова в надзвичайних ситуаціях. Загальні висновки. Список використаних джерел

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)

Презентаційний матеріал

6. Консультанти розділів проекту (роботи)

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	приймав виконання завдань
1	Автушенко А.В.		
2	Автушенко А.В.		
3	Автушенко А.В.		
Охорона праці	Нестеров О.В. к.т.н. д.т.н.		
Морин. експерт.	Матюшкін А. І.О.		

7. Дата видачі завдання 23.09.18

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту (роботи)	Строк виконання етапів проекту (роботи)	Примітки
1.	Аналітичний огляд загальних методів розрахунку і оптимізації параметрів криволинійних пресів	5.10.2018	
2.	Завдання: вибір методів теоретичних досліджень криволинійних пресів	12.10.2018	
3.	Оптимізаційний синтез додаткових виконавчих механізмів пресів	26.10.2018	
4.	Оптимізаційний синтез кіневих виконавчих механізмів спеціалізованих пресів	8.11.2018	
5.	Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях	3.12.2018	
6.	Загальні висновки	17.12.2018	

Студент

Чернов Д.К.

(прізвище та ініціали)

Керівник проекту (роботи)

(підпис)

Автушенко А.В.

(прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

ПЗ: 119 с., 24 рисунків, 4 таблиці, 143 джерела.

Об'єкт дослідження – синтез виконавчих механізмів спеціалізованих пресів.

Мета роботи – розробка методу параметричної оптимізації параметрів виконавчих механізмів пресів.

На основі літературних встановлені головні закономірності руху виконавчих механізмів та вимоги до їх характеристик, які задовольняють вимоги технологічного процесу.

Для головного та допоміжного виконавчих механізмів пресів для витягування виконано кінематичних аналіз найбільш розповсюджених схем механізмів.

Відповідно до призначення механізмів встановлені умови оптимізації – мета та обмеження. Наведені головні результати розрахунків.

Розглянуто питання охорони праці та навколишнього середовища при експлуатації механічних пресів.

ПРЕС, ВИКОНАВЧИЙ МЕХАНІЗМ, ФУНКЦІЯ ПОЛОЖЕННЯ, ПЕРЕДАВАЛЬНА ФУНКЦІЯ, КУТ ТИСКУ, ОПТИМІЗАЦІЇ, ОБМЕЖЕННЯ, МЕТОД ГРАДІЄНТІВ.

Зміст

Вступ	7
1. Аналітичний огляд сучасних методів розрахунку і оптимізації параметрів кривошипних пресів	9
1.1 Технічний рівень сучасних кривошипних пресів	
1.2 Синтез і аналіз виконавчих механізмів кривошипних пресів	9
1.2.1 Класифікація виконавчих механізмів кривошипних пресів	12
1.2.2 Методи синтезу механізмів	12
1.2.3 Методи кінематичного аналізу механізмів	15
1.2.4 Синтез і аналіз багатоланкових важільних виконавчих механізмів кривошипних пресів	23
1.2.5 Оптимізаційний синтез виконавчих механізмів кривошипних пресів	25
1.3 Методи рішення оптимізаційних завдань	27
Висновки по розділу 1	32
2. Завдання і вибір методів теоретичних досліджень кривошипних пресів	34
3. Оптимізаційний синтез додаткових виконавчих механізмів пресів	35
3.1 Постановка задачі оптимізаційного синтезу виконавчих механізмів пресів	35
3.2 Синтез додаткових виконавчих механізмів спеціалізованих пресів	38
3.2.1 Структурний синтез механізмів притискного повзуна спеціалізованих пресів	38
3.2.2 Кінематичний аналіз механізму притискного повзуна	45

3.2.3 Параметричний синтез додаткових механізмів пресів	50
4 Оптимізаційний синтез головних виконавчих механізмів спеціалізованих пресів	55
4.1 Структурний синтез головних виконавчих механізмів спеціалізованих пресів	55
4.2 Аналітична кінематика шестиланкового механізма витяжного повзуна	62
4.3 Аналітична кінематика восьми ланкового механізма витяжного повзуна	66
4.4 Параметричний синтез головних виконавчих механізмів спеціалізованих пресів	73
4.5 Результати оптимізаційного синтезу і оцінка функціональних можливостей механізмів витяжного повзуна	80
5 Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях	90
5.1 Аналіз потенційних небезпек	90
5.2 Заходи щодо забезпечення безпеки	90
5.3 Заходи щодо забезпечення виробничої санітарії та гігієни праці	94
5.4 Заходи щодо забезпечення пожежної безпеки в цеху	98
5.5 Заходи щодо забезпечення безпеки в надзвичайних ситуаціях	100
Загальні висновки	103
Список використаних джерел	104

Вступ

Актуальність теми. Кривошипні преси є основним технологічним устаткуванням, вживаним для листового і об'ємного штампування, особливо при серійному і масовому характері виробництва. Значною мірою якість роботи обладнання визначає якість і ефективність здійснення технологічних процесів. Конструктивні особливості кривошипних пресів обумовлюють ряд питань, невирішеність яких стримує створення більш продуктивного, надійного, безпечного і менш металоемкого обладнання.

Для збільшення конкурентоспроможності вітчизняного ковальсько-штампувального обладнання необхідно підвищити його експлуатаційні характеристики (точність, довговічність, ефективність) при загальному зниженні витрат на розробку і виробництво. Це стимулює перехід до сучасних методів проектування, заснованим на математичному моделюванні фізичних процесів які відбуваються на всьому протязі технологічного циклу.

Ковальсько-штампувальне обладнання (КШО) - преси, молоти, засоби автоматизації - мають складну багатокомпонентну структуру, включають у себе об'єкти різноманітної фізичної природи. Навіть в тому випадку, коли в основі машини лежить якийсь один фізичний принцип, для адекватного моделювання роботи за цикл доводиться враховувати процеси і в інших фізичних системах. Виготовлення кожної ковальської машини вимагає значних фінансових витрат, що часто призводить до відмови від виготовлення дослідного зразка для його наступного доведення і випробування. Для таких машин особливе значення приймає етап функціонального проектування, тобто оцінка працездатності машини на основі аналізу процесів її функціонування.

Причини недостатньої надійності кривошипних пресів також часто складаються в недооцінюванні динамічних процесів, що відбуваються на різних етапах технологічного циклу. Як правило, кривошипні преси при робочому ході перетворюють накопичену за час ходу наближення і технологічної паузи енергію в технологічну роботу пластичного деформування поковок. При цьому сам процес технологічного навантаження відбувається, як правило, за короткий проміжок

часу, що призводить до порушення в системі машини коливань і спотворення характеристик, які визначаються традиційними статичними методами.

Проектування сучасних високопродуктивних пресів для здійснення процесів глибокої витяжки, видавлювання, чистової вирубки вимагає застосування нових методів синтезу виконавчих механізмів, заснованих на принципі оптимального вибору параметрів механізму за критеріями технічної оптимальності.

Існує проблема оптимальної складності створюваної моделі об'єкта - складність математичної моделі повинна залежати як від етапу проектування, так і від поставлених цілей, пов'язаних із завданнями стадії проектування. Аналіз працездатності машини на основі математичного експ експеримента з її багатокомпонентною динамічної моделлю вимагає створення і супровід спеціальних методик і програмних засобів, орієнтованих на їх використання конструктором і проектувальником.

Тому робота, спрямована на подальший розвиток теорії розрахунку та проектування кривошипних пресів з використанням математичних методів оптимізації для підвищення їх технічного рівня, є актуальною.

1. Аналітичний огляд сучасних методів розрахунку і оптимізації параметрів кривошипних пресів

1.1 Технічний рівень сучасних кривошипних пресів

Кривошипні преси в даний час використовуються практично у всіх галузях народного господарства. Основне їх призначення - забезпечення можливості отримання виробів за формою, розмірами і якістю відповідних заданим вимогам.

До конструкцій і характеристик кривошипних пресів пред'являється ряд вимог, основним з яких є забезпечення якості штампованих виробів, забезпечення необхідної продуктивності, достатня надійність і довговічність, технологічність при виготовленні і низькі експлуатаційні витрати. Забезпечення всіх, в тому числі і зазначених вимог можливе тільки при комплексному аналізі конструкцій і умов роботи всіх вузлів і систем преса.

В даний час склалася досить розвинена теорія розрахунку і проектування кривошипних пресів. Становлення вітчизняної школи теорії розрахунку кривошипних пресів нерозривно пов'язане з іменами М.В. Сторожева, В.І. Залеського, А.І. Зіміна, І.І. Гірша, Г.А. Навроцького, А.А. Ігнатова, А.Ф. Ністратова, Л.І. Живова, Е.Н. Ланского, В.І. Власова, А.Г. Овчиннікова і багатьох інших вчених. Значний внесок внесли представники більш молодого покоління вчених - А.В. Власов, В.П. Механік, Р.І. Рей, Ф.І. Колесник, Б.Н. Чумаков, А.В. Явтушенко, Л.Г. Конєв, Л.Л. Роганов, Е.Ф. Богданов, В.Є. Свистунов, В.В. Ковальов, Ю.А. Мировіський та ін.

Певний внесок у розвиток теорії механічних пресів внесли зарубіжні дослідники та конструкторські організації провідних фірм світу - "National" (США), "Ajax" (США), "Clearing" (США), "Cleveland" (США), "Aida" (Японія), "Hitachi" (Японія), "Eumuco" (ФРН), "Hasenclever" (ФРН), "E r furt" (кол. НДР), "Smeral" (Чехія) та ін.

В даний час досягнутий певний рівень розвитку теорії розрахунків, практики виробництва та експлуатації кривошипних пресів, який забезпечує

виробництво і використання високоточних продуктивних і надійних машин номінальним зусиллям до 160 МН.

Необхідно відзначити, що кількість наукових робіт з теорії кривошипних пресів в останні два десятиліття помітно знизилася. В Україні питаннями дослідження механічних пресів займаються всього кілька колективів вчених, зосереджених в 2-3 навчальних закладах. Практично повністю зупинено виробництво нових ковальсько-пресових машин, особливо великих зусиль на НКМЗ, ДЗТГП. Основними об'єктивними причинами такого спаду є застійні процеси у вітчизняній економіці, повна відсутність економічного і морального стимулювання і мотивації до досліджень в даній області і явне зниження якості підготовки молодих інженерів-дослідників.

Порівняння технічних характеристик сучасних кривошипних пресів вітчизняного виробництва показує, на жаль, істотну відмінність по ряду параметрів, конструкцій вузлів і надійності роботи від аналогічних пресів ведучих зарубіжних фірм. Перш за все необхідно відзначити підвищену металоємність вітчизняних пресів, невисоку надійність і довговічність. В даному випадку поняття вітчизняне виробництво відноситься до всіх країн колишнього Радянського союзу, т. к. після розпаду СРСР виробництво сучасних ковальсько-пресових машин припинилося у всіх країнах СНД.

Хорошим прикладом є створення потужних листоштампувальних пресів, використовуваних в автомобільній промисловості. Наприклад, на Запорізькому автомобільному заводі протягом тривалого часу успішно експлуатуються багатопозиційні повністю автоматизовані преси фірми «Hitachi» (Японія) номінальним зусиллям 16 і 25 МН. Діє роботизована лінія з виготовлення кузовних деталей з провідним пресом зусиллям 20 МН фірми «Fagor» (Іспанія). Найбільш характерним прикладом сучасного стану механічних пресів є повністю автоматизована лінія штампування облицювальних деталей фірми «Aida» (Японія), яка обслуговується роботами. Лінія складається з шести пресів простої дії зусиллям 10 і 20 МН, обладнаних спеціальним виконавчим механізмом, який забезпечує сприятливі кінематичні характеристики руху повзуна в період витяжки листових заготовок. При відносно великому номінальному ході повзуна

преси мають збільшене число ходів і забезпечують підвищення продуктивності в порівнянні з іншими технологічними лініями на цьому ж підприємстві більш ніж в 3 ... 5 разів.

Досвід експлуатації кривошипних пресів підтверджує, що значний вплив на надійність, довговічність і експлуатаційні затрати надає організація технічного контролю і забезпечення працездатності обладнання, що виконується службою механіка цеху або заводу. Наприклад, на одному з передових підприємств галузі - Токмацькому кузнечно-штампувальному заводі дотримання правил експлуатації, належна організація діагностики та технічного обладнання сприяють тому, що обладнання, вік якого нерідко досягає 50 років, має досить високу надійність. Наприклад, термін служби фрикційних накладок муфт і гальм становить не менше 20-25 місяців. Практично не спостерігаються поломки валів, забезпечується достатня довговічність зубчастих передач, напрямних повзунів, підшипників головного і прийомного вала. Разом з тим, необхідно відзначити, що несвоєчасна заміна відмовивших клинових ременів, незадовільна робота системи густого змазування приводила до частого заклинювання пресів. Після заміни комплекту ременів на КГШП зусиллям 63 МН, а також очищення мастилопроводів і впровадження візуального контролю подачі мастила, явища заклинювання практично неспостережуються.

Аналіз тенденцій розвитку теорії розрахунку пресів показує, що є певні можливості підвищення технічного рівня устаткування, що випускається.

Підвищення вимоги до якості готових виробів, прагнення зменшити втрати металу від браку, а також прагнення розширення технологічних можливостей призводить до використання в головному виконавчому механізмі нових важільних багатоланкових механізмів, що забезпечують більш повне задоволення технологічних вимог. Сучасні зарубіжні преси, використовувані зазвичай першими в технологічній лінії виготовлення великих виробів (особливо в автомобілебудуванні) мають т. з. механізми вирівнювання швидкості, що забезпечують більш сприятливі кінематичні характеристики руху повзуна. Спроби виробництва подібних пресів у вітчизняній промисловості виявилися

неможливі в зв'язку з майже повною відсутністю досліджень по методам синтезу зазначених механізмів.

В сучасних умовах проектування широке застосування знаходить обчислювальна техніка, що забезпечує отримання точних проектних рішень з високим ступенем оперативності. Розроблено кілька програмних продуктів для проектування окремих вузлів і деталей кривошипних пресів. Існує гостра необхідність розробки системних методів автоматизованого проектування пресів в цілому і його віддільних вузлів і методів оптимізації його параметрів за певними критеріями.

1.2 Синтез і аналіз виконавчих механізмів кривошипних пресів

1.2.1 Класифікація виконавчих механізмів кривошипних пресів

Виконавчі механізми механічних пресів є основними механізмами, що забезпечують виконання функціонального призначення преса. Залежно від виконуваних функцій всі механізми діляться на основні, інакше головні виконавчі механізми (ГВМи) і допоміжні, називаючи вані також додатковими механізмами (ДВМи).

Головний виконавчий механізм забезпечує виконання основної функції преса - переміщення частин штампа, що виконують процес деформування заготовки. Додатковий механізм служить для виконання допоміжних функцій при обробці заготовки, наприклад, притиск або затиск заготовки, фіксацію заготовки на позиції обробки, виштовхування готового виробу і інші. Додаткові механізми для притиску або затиску заготовки є обов'язковими для спеціалізованих пресів. Всі інші функції додаткових механізмів є допоміжними і можуть бути реалізовані і іншими засобами.

Існує декілька класифікацій виконавчих механізмів пресів в залежності від різних критеріїв класифікації.

Залежно від вимог до характеру переміщення інструменту (штампа) в процесі деформування заготовки виконавчі механізми підрозділяються на чотири групи, кінематичні характеристики яких представлені на рисунку 1.1 [62, 69].

До першої групи належать механізми пресів, до яких не пред'являються спеціальні вимоги з кінематики руху (криві 1). Друга група механізмів (криві 2) характеризується тим, що на ділянці відносно короткого робочого ходу відбувається істотне зниження швидкості повзуна і навіть можливо незначне коливання його поблизу крайнього нижнього положення. Такий характер руху використовується при холодному калібруванню і виправленню поковок. Третя група механізмів (криві 3) характеризується тим, що на відносно тривалому робочому ході швидкість повзуна істотно знижується і залишається близькою до постійної. Такі механізми використовуються в пресах для глибокої витяжки, видавлювання, чистової вирубки та інших операцій штампування, що накладають жорсткі обмеження на швидкість деформування. Механізми четвертої групи (криві 4) відносяться до додаткових механізмів і характеризуються тим, що на певній ділянці руху відбувається тривалий вистій виконавчого органу (притискного повзуна) в нижньому положенні. Такий вистій притискного повзуна необхідний для притиску заготовки з визначним зусиллям під час глибокої витяжки або затиску заготовки при висадці на горизонтально-кувальній машині.

Закони руху механізмів третьої і четвертої груп можуть бути реалізовані різними важелями, зубчато-важільними і кулачковими механізмами. Кулачкові механізми в цьому відношенні є найбільш універсальними, тому що можуть забезпечити практично будь-який закон руху веденої ланки. Однак в механічних пресах їх використання обмежене але через серйозні конструктивні недоліки, основними з яких є обмежені тиску на робочих поверхнях, невисока зносостійкість кулачків, схильність до розмикання кінематичного пари при підвищених швидкостях обертання. В основному кулачкові механізми використовуються в допоміжних механізмах пресів і прес-автоматів для переміщення заготовок і напівфабрикатів, при яких діють обмежені навантаження і мають місце відносно невисока швидкість транспортування. У горизонтально-

кувальних машинах кулачкові механізми використовуються для затиску з а готування при висадці.

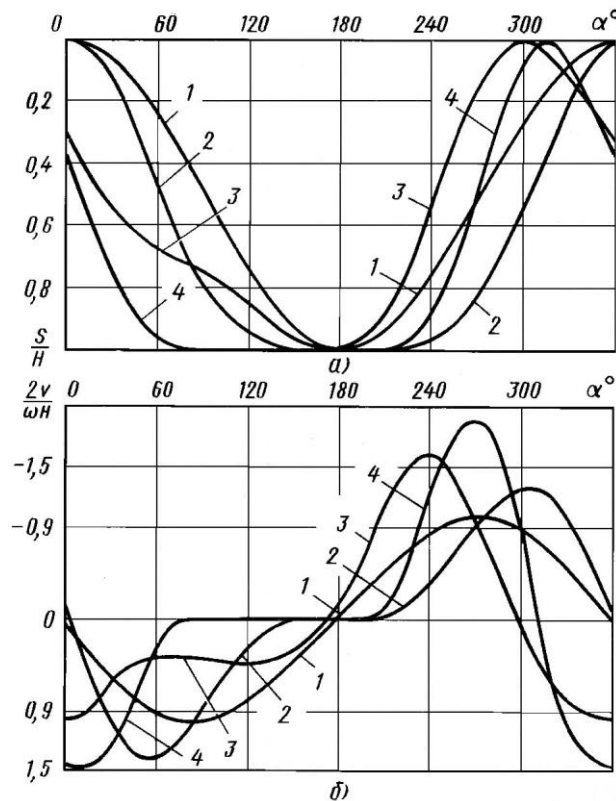


Рисунок 1.1 - Кінематичні характеристики виконавчих органів механічних пресів [62]

В даний час для реалізації законів руху третьої і четвертої групи механізмів найчастіше використовують багатоланкові важільні механізми, утворені послідовним поєднанням декількох найпростіших механізмів. В сучасних пресах практично не застосовують механізми з проміжними поступальними кінематичними парами, а застосовуються механізми тільки з обертовими парами, як більш технологічними і менш металоємкими.

При кінематичному синтезі і аналізі використовується класифікація виконавчих механізмів пресів по їх структурі [62]. Залежно від числа кінематичних елементів і кінематичних пар розрізняють чотирьох, шести, семи-восьми і десятиважельні механізми.

За структурною класифікацією В.І. Власова [62] виділяються механізми з двома вхідними і двома вихідними ланками. Однак таке твердження не зовсім коректно, т. що між двома провідними або двома відомими ланками є жорсткий

кінематична зв'язок і вони отримують рух від одного відомого валу двигуна. З точки зору теорії механізмів і машин такі механізми повинні розглядатися як механізми з однією провідною або веденою ланкою і одним пасивним кінематичним зв'язком.

1.2.2 Методи синтезу механізмів

З попереднього огляду слід, що виконавчі механізми механічних пресів є багатоланковими механізмами II класу з одним ступенем свободи. Згідно з основним принципом освіти механізмів, сформульованого Л.В. Ассуром в 1914 р., будь-який важільний механізм утворюється шляхом приєднання до ведучого механізму I класу двухповодкових іх або трьохповодкових груп Асура з нульовою рухливістю і з кінематичними парами V класу. Для того щоб утворений механізм мав одну ступінь рухливості одна з ланок має поєднуватися зі стійкою. Залежно від точки приєднання наступної діади розрізняють два типи механізмів. Механізми першого типу утворюються приєднанням діади до ланки попереднього механізму, сполученого зі стійкою. В результаті утворюється послідовне з'єднання чотирехзвенників. Такі механізми зберігають властивості механізмів які з'єднуються [98]. Якщо ж наступна дияда утворює кінематичну пару з ланкою, що не сполучена зі стійкою, фактично з шатуном, утворений механізм набуває абсолютно новий властивостей, тому що закон руху ведомої ланки визначається формою шатунної кривої. Такі механізми вважаються механізмами з паралельним з'єднанням ланок.

З аналізу структурних схем існуючих виконавчих механізмів пресів слід, сказати що всі механізми мають більш п'яти ланок утворені приєднанням груп Асура до чотирехзвенніку. Тоді механізми з послідовним з'єднанням, володіючи властивостями чотирехзвенніка, переважно використовуються для виконання тривалої зупинки. Друга група механізмів, в яких має місце паралельне з'єднання ланок, використовується для отримання складного закону руху виконавчого органу в період робочого ходу.

Проектування механізмів є складною комплексною проблемою, вирішення якої проводиться за кілька етапів. Створення будь-якої технічної системи (машини або механізму) починається з пошуку і утвердження її майбутньої структури. Проектування схеми механізму по заданим його властивостям називається синтезом механізму [70]. Прийнято розрізняти два етапи синтезу механізму. На першому етапі ставиться завдання визначення структури механізму, тобто визначення числа ланок, кількості і виду з'єднувальних кінематичних пар, їх види. Базою структурного синтезу є задані вимоги до характеру руху виконавчого органу. Після визначення структури механізму проводиться кінематичний синтез, під яким мається на увазі визначення параметрів обраної структурної схеми. За заданими кінематическим властивостям визначаються постійні параметри кінематичної схеми механізму, тобто геометричні розміри ланок і їх взаємне положення. Цей етап синтезу прийнято називати також параметричним синтезом механізму. Якщо необхідно врахувати і динамічні властивості механізму вирішується завдання динамічного синтезу, під яким мається на увазі проектування механізму з визначенням параметрів, що характеризують інерційні і пружні властивості ланок, інтенсивність зміни зовнішніх сил.

Кінематичному синтезу та аналізу важільних механізмів присвячена велика література вітчизняних і зарубіжних авторів: Артоболевського І.І., Баранова Г.Г., Зінов'єва В.А., Мерцалова Н.І., Левитського Н.І., Пейсаха Е.Е., Кожевникова С.Н., Семенова М.В. та інших. У даній роботі не ставиться мета, і не представляється можливим провести історичний огляд і аналіз робіт з кінематики важільних механізмів. Не претендуючи на повний виклад змісту і сенсу всіх робіт, нижче представлені основні висновки з аналізу методів синтезу та аналізу важільних механізмів.

Незважаючи на більш ніж віковий період наукового розвитку теорії механізмів і машин, етап структурного синтезу залишається найменш вивченим [103]. М.В. Семенов вказує, що «синтез шарнірних механізмів в загальному випадку є надзвичайно складною і до теперішнього часу ще в не повній мірі вирішеним завданням» [98]. Синтез структурних груп новостворюваних

механізмів здійснюється або інтуїтивно, використовуючи попередній досвід, або шляхом нашарування структурних груп з відомими кінематичними властивостями. Таке рішення не завжди є раціональним, оскільки не аналізуються всі можливі варіанти. Проф. Л.Б. Аксьонов зазначає, що основною проблемою, яка виникає при проектуванні сучасних об'єктів машинобудування, є обмеженість числа порівнюваних варіантів, обумовлена недостатнім використанням наукових методів створення альтернативних варіантів і труднощами їх порівняння [103]. Проф. Пейсах Е.Е. вказує, що центральним завданням в галузі створення важільних механізмів є структурний синтез, спрямований на отримання максимального числа принципово можливих структурних схем [90].

Спроби створення уніфікованих методів структурного синтезу до теперішнього часу не привели до успішного результату. Пов'язано це з тим, що непосередній синтез повного різноманіття структур навіть під керуванням процедурно-орієнтованих комп'ютерних вважає наявність математичної моделі, яка коректно відображала б всі кроки процесу цілеспрямованої обробки даних в форму рівнянь, нерівностей, логічних умов, і інших залежностей, що описуються в структурній теорії механізмів в словесній формі. До теперішнього моменту такої математичної моделі не створено. Дж. Гленн Брукшір вказує, що для розробки методів комп'ютерного синтезу структур механічних систем дослідник повинен мати досить глибокі і міцні знання в самій предметній області - теорії механізмів, а також «володіти навичками в чотирьох основних напрямках: алгоритмічне мислення, уявлення інформації, програмування і проектування систем» [16].

Про складність питання синтезу свідчить перелік завдань в класифікації завдань синтезу важільних механізмів, представленої Е.А. Акопяном [1]. Всі завдання кінематичного синтезу розділені на чотири види залежно від умов, що визначають характер руху ведучого ланки і на сімнадцять відов в залежності від умов руху веденої ланки механізму. Всі можливі завдання синтезу утворюються комбінаціями між наведеними умовами руху ведучого і веденого ланок. Шість комбінацій теоретично неможливі, тому загальне число комбінацій складають $4 \cdot 12 - 6 = 42$ варіанти завдань синтезу.

В даний час основним методом структурного синтезу залишається проектування механізму на базі довідкових даних по окремим схемами механізмів шляхом порівняння можливостей всіх механізмів, які можуть виконувати задані функції. При необхідності використовуються класичні методи синтезу механізмів, які полягають у поступовому приєднанні до початкової ланки двухповодкових груп Ассура і аналізі можливих рухів вихідної ланки при приєднанні одного з повідків зі стійкою. Опис і аналіз методів синтезу механізмів Л.В. Ассура, В.В. Добровольського, М. Грюблера, Г.Г. Баранова та інших авторів наведено в роботах С.М. Кожевникова [56]. Метод синтезу механізму шляхом послідовного приєднання необхідної кількості структурних груп С.Н. Кожевников називає методом нашарування.

У роботах Пейсаха Е.Е. [85-90] описаний метод структурного синтезу механізмів, заснований на теорії графів. Вирішує завдання синтезу різних структурних схем плоских механізмів другого класу при заданому числі ланок, з'єднаних кінематичними парами V класу. Показано, що застосування такого методу синтезу дозволяє знаходити 6 неповторяючихся структурних схем шестізвенних механізмів і 67 структурних схем восьмизвенная механізмів, і той час як в практиці проектування подібних передач використовується не більше 3-6 схем.

Певні розробки методології структурного синтезу з використанням комп'ютерних технологій представлені в дисертаціях Степанова А.В. [103], Кушнарєнко А.В. [68], Гебель Е.С. [34]. Однак такі роботи поки носять теоретичний характер і для інженерних розрахунків не можуть бути використані.

При обраній структурній схемі механізму його кінематичний (параметричний) синтез являє собою задачу визначення геометричних розмірів ланок при задоволенні заданих умов. Залежно від цих заданих умов розрізняють кілька варіантів параметричного синтезу [8, 9, 70]:

- синтез механізму щодо положень, коли задані кілька положень ланок і коли не суттєво, за яким законом здійснюється перехід з одного стану в інше;
- синтез по заданому закону руху ведучої і ведмої ланок;

- синтез по заданих окремим кинематическим параметрам, наприклад, середньої швидкості веденого ланки, відношенню середніх швидкостей при прямому і зворотному ході, коефіцієнту нерівномірності руху і т. ін.

При параметричному синтезі враховують додаткові умови синтезу, якими можуть бути:

- умови існування механізму;
- обмеження максимальних значень кутів тиску;
- конструктивні обмеження розмірів ланок або їх взаємного положення;
- допустимі відхилення від заданого закону руху та інші.

Відносно просто вирішуються завдання синтезу механізмів по крайніх положень, за величиною максимального переміщення, за коефіцієнтом середньої швидкості та ін..

Для синтезу механізмів, ланки яких здійснюють рух по заздалегідь заданому закону, був розроблений метод наближення функцій, або метод П.Л. Чебишева, який згодом отримав свій розвиток в працях Артоболевського І.І., Левитського Н.І. та інших вчених. Метод дозволяє визначати параметри механізмів, наближено забезпечують заданий закон переміщення і з виконавчими органу, або механізмів з заданим числом положень (3 ... 5).

Відмінним від інших методів синтезу є оптимізаційний синтез механізмів за певними критеріями з виконанням ряду умов. Розвиток цього методу забезпечується вдосконаленням методів формалізації завдань синтезу, розробки математичних моделей, і розвитком програмного забезпечення обчислювальної техніки.

1.2.3 Методи кінематичного аналізу механізмів

Кінематичний аналіз механізму полягає у визначенні законів руху ланок механізму при заданому законі руху ведучої ланки. Основними завданнями кінематичного аналізу є визначення кінематичних характеристик - положень,

швидкостей і прискорень ланок, включаючи характеристики для окремих точок ланок.

Існує декілька методів дослідження кінематики плоских механізмів, серед яких найбільш інформативним є аналітичний метод замкнутих векторних контурів, запропонований В.А. Зінов'євим [43]. Суть методу полягає в складанні системи рівнянь, що є проекціями векторів замкнутого контуру на координатні осі. Сам замкнутий контур є умовним зображенням плоского механізму, ланки якого представляються у вигляді векторів. При заданому русі початкового механізму, координати будь-якої точки приєднаних ланок визначаються з рівнянь проекцій контуру.

Розподіл механізму на групу початкових ланок і груп Ассурів дозволяє звести кінематичний аналіз механізму до кінематичному аналізу окремих груп.

При кінематичному синтезі і аналізі механізмів широке застосування знаходять т. з. функції положення і передавальні функції.

Функцією положення називається залежність координати q вихідної ланки від координати положення початкової ланки α , т. Е. Залежність виду

$$q = f(\alpha) \quad (1.1)$$

Диференціюючи залежність функції положення (1.1) за часом, знаходять

$$q' = \frac{dq}{dt} = \frac{dq}{d\alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt} = F_1(\alpha)\alpha' \quad (1.2)$$

З (1.2) випливає, що вираз $F_1(\alpha) = \frac{dq}{d\alpha}$ можна розглядати як відношення швидкостей ведучого і веденого ланок механізму, тому воно отримало назву перша передатна функція.

Повторне диференціювання (1.2) призводить до залежності для УСК проренію веденого ланки

$$q'' = F_2(\alpha)(\alpha')^2 + F_1(\alpha) \cdot \alpha'' \quad (1.3)$$

Якщо швидкість ведучого ланки постійна, т. з. $\alpha' = \text{const}$, то $\alpha'' = 0$, і тоді вираз $F_2(\alpha) = \frac{d^2 q}{d\alpha^2}$ являє собою відношення прискорень ведомої і ведучої ланок.

Функція F_2 називається другою передавальною функцією. Деякі автори першу і другу передавальні функції називають аналогами швидкості і прискорення.

З залежностей (1.2) і (1.3) випливає, що перша і друга передавальні функції мають розмірність функції положення і визначаються тільки геометричними розмірами механізму.

Якщо механізм являє собою послідовне з'єднання декількох простих механізмів, функція положення і передавальної функції всього механізму в цілому можуть бути визначені двома методами.

За першим методом для кожного контуру складаються векторні рівняння замкнутості, визначаються їх проекції на координатні вісі і з рівнянь проекцій визначаються залежно для координати вихідної ланки кожного контуру. Знайдена залежність для визначення координати вихідного контуру є координатою вхідної ланки наступного контуру. Однак остаточні залежності визначаються не тільки кількістю і видом складових груп, але і визначаються положенням точок приєднання до ланок попередніх груп. Це призводить до того, що для кожного механізму розробляється окремий алгоритм аналізу. Такий метод аналізу можна умовно назвати методом декомпозиції.

Другий метод передбачає кінематичний аналіз окремих структурних груп, якщо задані кінематичні параметри елементів кінематичних пар, до яких ці групи приєднуються. Такий метод зводить кінематичний аналіз механізму до аналізу окремих структурних груп, методика дослідження яких інваріантна до загальній структурі механізму в цілому. Такий метод аналізу відповідає основному принципу створення механізмів і називається методом послідовного групового аналізу.

1.2.4 Синтез і аналіз багатоланкових важільних виконавчих механізмів кривошипних пресів

Починаючи з фундаментальної роботи М.В. Сторожева [104, 105] питання синтезу та аналізу виконавчих механізмів представлені в багаточисленних роботах вітчизняних вчених. Однак як показує Є.Н. Ланський [69], це залишається найбільш складною і найменше вирішеною задачею. Складність полягає в розмаїтті вимог, що пред'являються до машини в цілому, і до механізмів зокрема. З огляду на різноманіття умов проектування найчастіше використовується синтез механізмів по співвідношенню розмірів ланок, встановлених практикою експлуатації баз належного теоретичного обґрунтування. Наприклад, синтез кривошипно-ползунного механізму найчастіше виконується за заданим максимальним переміщенням повзуна і заданому співвідношенню розмірів кривошипа, шатуна і величини дезаксіала.

У роботах А.Т. Газарова розглядають синтез кривошипно-ползунного механізмів кривошипних пресів виходячи з умови обмеження граничних кутів тиску. Однак отримані результати мають більш теоретичний, ніж практичний інтерес. Синтез механізму тільки за граничними кутами тиску забезпечує за певних умов збільшення ККД механізму, деяке зниження сил інерції. При цьому зовсім не беруться до уваги інші, більш важливі умови синтезу, наприклад величина максимального переміщення, габарити передачі, умови взаємодії повзуна з направляючими станини і інші. Недарма в пізній роботі автор звертає увагу на те, що при синтезі механізму з силових умов параметри механізму виявляються сильно відмінними в порівнянні з синтезом тільки по умовам мінімізації кутів тиску і приходить до необхідності обліку інших умов синтезу - умов навантаження, коефіцієнта середньої швидкості та інших.

Подібний метод синтезу механізмів використаний в роботах з проектування кривошипно-колінного механізму [18, 19, 77], восьмиланковий механізм притиску витяжних пресів [47, 48]. Але навіть при такому спрощеному підході до питань синтезу механізмів автори допускають ряд принципових помилкових висновків. В цьому відношенні характерна дискусія з питань проектування механізму притиску

втяжного преса, представлена в роботах [40, 48] і [33] . Справедливо зазначаючи ряд нестатків і помилкових висновків в роботах [40, 48] , автори роботи [33] в свою чергу повторюють ці ж помилки. Важливе питання не величини граничного значення того чи іншого параметра, а мета і метод проектування механізму. Наприклад, в статтях обговорюється величина граничного кута передачі в одному з шарнірів - 90° або $60 \dots 70^\circ$, співвідношення розмірів ланок $0,1 \dots 0,15$ або $0,3 \dots 0,4$. У зазначених роботах оптимальність механізму оцінюється величиною кутів передач і відношенням розмірів ланок, що є важливим, тому що визначає габарити механізму і силові умови функціонування, але не береться основне функціональне призначення механізму - забезпечення постійного та якісного притиску. З аналізу виключені такі важливі умови синтезу як величина кута вистою, тривалість вистою після КНП, максимальна величина відхилення повзуна від КНП і інші.

У роботах [21-23] розглянуті питання структурного аналізу виконавчих багатоланкових механізмів, в т. ч. і механічних пресів. Структурний аналіз механізму, заснований на поступовому розподілі механізму на складові групи Ассура і уніфікованих алгоритмах кінематичного і силового аналізу окремих структурних груп, є теоретичною базою для створення єдиного комплексного розрахунку кінематичних і силових характеристик механізму.

Питання синтезу та аналізу кривошипно-повзунного механізму представлені у всіх підручниках по кривошипним пресам і численним науковим працям. Досліджено особливості осьового і дезаксіального механізмів, механізмів з верхнім і нижнім приводом, раціональне значення ступеня дезаксіала і його вплив на кінематику механізму. Однак багато завдань синтезу залишаються невирішеними, насамперед синтез механізму за коефіцієнтом середньої швидкості, завдання динамічного синтезу та інше.

Кінематичний аналіз кривошипно-колінних механізмів розглянуто в ряді робіт [17-19, 77] .

Кінематика багатоланкових механізмів втяжних пресів розглянута частково в роботах [37, 52, 53, 62, 97]. У кожній із зазначених робіт автори виходять з заданої структурної схеми механізму і, розглядаючи послідовно

складові структурні групи, визначають кінематичні і силові характеристики механізму. Завдання створення єдиного методу синтезу та аналізу і визначення оптимальних значень параметрів ні ставляться.

У роботах Ю.А. Алюшина запропонован метод аналізу кінематичного, силового і динамічного аналізу механізмів на основі аналізу енергетичних потоків. Незважаючи на твердження автора про деякі переваги методу, зокрема про підвищення точності розрахунків, з представлених теоретичних залежностей ніяких переваг методу не слід. В кінцевому підсумку залежності приймають вид, тотожний залежностям при звичайному кінетостатичному аналізі. Робота носить інноваційний характер, однак практичного застосування не має.

1.2.5 Оптимізаційний синтез виконавчих механізмів кривошипних пресів

Складність завдань параметричного синтезу і важливість визначення найкращої комбінації параметрів, в найбільшому ступені які відповідають умови синтезу, привели до використання методів оптимізаційного параметричного синтезу виконавчих механізмів кривошипних пресів, в першу чергу виконавчих механізмів витяжних пресів.

У наукових роботах по дослідженню умов деформування металу різними технологічними операціями штампування встановлено вплив швидкості деформування в період робочого ходу на напружено-деформований стан металу і умови протікання процесу деформації. Не зупиняючись на цих дослідженнях, відзначимо, що для таких операцій як глибока витяжка, холодне об'ємне штампування, чистова вирубка і деякі інші істотний вплив на хід процесу деформування надає швидкість повзуна в момент контакту інструменту з заготівлею і характер її подальшої зміни протягом робочого ходу. У роботах [51, 103, 138] показано, що забезпечення таких умов деформування можливо тільки при використанні в якості виконавчих механізмів пресів багатоланкових важільних механізмів.

У зв'язку з цим перші роботи з питань оптимізаційного синтезу пов'язані з проектуванням механізмів приводу витяжного і притискного повзуна витяжних пресів.

В роботі [12] розглянуто задачу оптимального проектування механізма витяжного повзуна з умови вирівнювання швидкості повзуна. Не зупиняючись на помилках в теоретичних висновках, відзначимо, що вперше завдання було представлено у вигляді, відповідному сучасному записі задачі оптимального проектування. Критерієм оптимальності вибрано відхилення швидкості повзуна в період робочого ходу $v(Z, \alpha)$ від середнього значення швидкості в пер і од витяжки v

$$\Phi(Z) = \sqrt{\sum_{i=1}^n [V - V(Z, \alpha_i)]^2} \quad (1.4)$$

при одночасному виконанні декількох умов.

Середнє значення швидкості повзуна V визначалося як середнє арифметичне n значень швидкості на інтервалі кута повороту головного валу в період робочого ходу.

Умовами синтезу є забезпечення повного ходу повзуна; верхнє і нижнє обмеження конструктивних розмірів Z ланок; задовільні умови існування механізму і умова граничного положення механізму в КНП.

У такому вигляді поставлена задача являє собою задачу нелінійного програмування, для вирішення якої автори використовували алгоритм з подвійним визначенням оптимальної точки. Спочатку методом статистичних випробувань (метод Монте-Карло) в області обмеженою граничними значеннями параметрів визначена точка з найменшим значенням цільової функції (1.18), а потім методом градієнтного спуску вироблено уточнення локального значення оптимального варіанту. При цьому другим критерієм оптимальності вибрано мінімальне відхилення розміру коромисла за умови сталості швидкості повзуна. Автори при цьому не вказують, щодо якого значення постійної швидкості виробляється пошук оптимального значення довжини коромисла. З огляду на те, що обидві математичні моделі не адекватні в сенсі критерію оптимальності, автори штучно вводять з метою подолання наслідків розрахунків коефіцієнти

параметричної ваги, значення яких призначаються після серії попередніх розрахунків.

В роботі [11] розглядається задача оптимального проектування виконавчих механізмів приводу витяжного і притискного повзунів витяжного преса. При цьому розглядається багатокритеріальна задача, в якій приватними критеріями оптимальності обрані залежності, що відображають не тільки кінематичні, але і силові і енергетичні характеристики механізму. Вважаючи без належної підстави, що приватні критерії оптимальності є суперечливими, автори шляхом виключення деяких з них приходять до задачі оптимізації, в якій приватними критеріями є два абсолютно неспоріднені критерії – мінімізація до максимальних швидкості витяжного повзуна на ділянці робочого ходу і величина кути вистою притискного повзуна після завершення процесу витяжки. Ніякі інші умови синтезу до уваги не беруться. У роботі не представлені математичні залежності для розрахунку характеристик механізмів і критеріїв оптимальності, тому оцінити адекватність отриманих результатів неможливо.

Таким чином, з аналізу представлених джерел можна зробити висновок, що завдання оптимізаційного параметричного синтезу виконавчих механізмів пресів є актуальною, але остаточно не сформульованою і практично не вирішеною.

1.3 Методи рішення оптимізаційних задач

Згідно з теорією оптимальності і дослідження операцій можна констатувати, що завдання оптимізаційного параметричного синтезу багатоланкових виконавчих механізмів кривошипних пресів повинно бути сформульовано в наступному вигляді.

Ставиться завдання створення механізму для виконання певних технічних функцій, при цьому необхідно забезпечити досягнення деякої мети. Ці дії називають *операцією*. У загальному вигляді методи вирішення таких завдань об'єднані під назвою «дослідження операцій», під яким розуміється по визначенню *Е.С. Вентцель* [20] - «застосування математичних, кількісних методів для обґрунтування рішень у всіх областях цілеспрямованої людської

діяльності». Операція завжди є керованою процедурою, тому що існують можливості вибору засобів досягнення поставленого завдання. Будь-який набір параметрів, що визначають функціонування системи, зветься рішенням. Тоді оптимальним буде те рішення, яке за заданими ознаками є кращим перед іншими.

При обраній структурній схемі механізму необхідно визначити вектор значень геометричних параметрів механізму $Z = \|z_1, z_2, \dots, z_n\|$, що забезпечують мінімум деякої цільової функції (критерій оптимальності)

$$F(Z) \rightarrow \min \quad (1.5)$$

за умови задоволення обмежень на геометричні параметри. Область D , якій належать всі можливі варіанти параметрів Z , називається допустимою областю. Цільових функцій може бути кілька, тоді задача стане про вітсья многокритеріальною.

Надалі розглядаються завдання мінімізації цільової функції $F(Z)$, тому що задача пошуку максимуму цільової функції $F(Z)$ рівносильна задачі мінімізації, тільки з негативною цільовою функцією - $F(Z)$.

Функціонал цільової функції $F(Z)$ визначається, перш за все, технологічним призначенням механізму, наприклад, сталість швидкості повзуна, величина відхилення від КНП і інше. Обмеженнями при синтезі механізму є явні обмеження розмірів ланок, обумовлені конструктивними, технологічними і силовими умовами функціонування

$$Z_n \leq Z_i \leq Z_v \quad (1.6)$$

і функціональні обмеження

$$\begin{aligned} h_j(Z, \alpha) &\leq 0, \\ g_k(Z, \alpha) &= 0. \end{aligned} \quad (1.7)$$

що визначають умови функціонування механізму. До останніх відносяться: умови існування механізму, обмеження кутів тиску, забезпечення заданого повного ходу повзуна, забезпечення заданих кутів вистоя або стояння і інше.

Для застосування кількісних методів дослідження завжди потрібно якась математична модель. Загальних засобів побудови математичних моделей не існує. У кожному конкретному випадку, модель розроблюється виходячи з виду операції, її цільової спрямованості. З огляду на те, що в будь-якій математичній моделі реальна технічна система спрощується через те, що неможливо (та й не завжди доцільно) врахувати всі чинники, що впливають на її функціонування, в кожному конкретному випадку необхідно співставляти бажану точність результатів з тією інформацією, яка покладена в основу математичної моделі. Математична модель повинна відображати найважливіші функції проектованої системи. Разом з тим модель повинна бути, по можливості, проста, що не містить другорядних факторів, що ускладнюють рішення і не збільшують точності результатів. Саме тому вважають, що розробка математичних моделей є саме мистецтво, і досвід в ньому набувається поступово [20]. У даній постановці завдання сукупність математичних залежностей (1.14) - (1.16) і є математичною моделлю оптимізаційної задачі.

У загальному вигляді задача оптимізаційного параметричного синтезу являє собою задачу нелінійної багатокритеріальної багатопараметричної умовної оптимізації [44, 45, 80], вирішення якої можливе спеціальними методами. У математиці такі завдання ставляться до класу т. з. варіаційних завдань.

Класичні методи пошуку екстремумів найчастіше неспроможні для таких завдань. Коли на елементи рішення накладені обмеження, екстремум часто досягається не в точці, де похідні дорівнюють нулю, а десь на кордоні області Z . У багатьох випадках функція взагалі не має похідних. Виникають специфічні труднощі т. з. багатовимірні варіаційні задачі при обмеженнях.

Особливу складність представляють завдання дослідження операцій, якщо ефективність системи оцінюється декількома критеріями F_k . Такі завдання називаються багатокритеріальними. Рішення, що звертає в мінімум один критерій

F_i , як правило, не звертає ні в мінімум, ні в максимум інші. Існуючі математичні методи дозволяють вирішувати без особливих складнощів прямі задачі дослідження операцій, але універсального методу вирішення багатокритеріальних обернених задач умовної оптимізації в даний час не існує [80].

Рішення багатокритеріальних задач пов'язано з пошуком деякого компромісу між критеріями, які можуть бути або взагалі суперечливими, або забезпечувати екстремум критерію при різних значеннях параметрів Z . Серед існуючих методів вирішення таких завдань найбільший інтерес представляють рішення, оптимальні в сенсі Парето (рішення Парето). Суть цього рішення завдання полягає в тому, що рішення $Z^* \in D$ багатокритеріальної задачі оптимально в сенсі Парето, якщо не існує жодної точки $Z \in D$ такий, щоб

$$F_k(Z) \leq F_k(Z^*), \quad k = 1, \dots, s,$$

і якщо хоча б для одного (наприклад, j -го) критерію ця нерівність буде суворою

$$F_j(Z) < F_j(Z^*).$$

Якщо така точка існує, то вона повинна стати оптимальною, тому що вона ні за одним критерієм не поступається, а за деякими навіть краще ніж Z^* . За неформальному визначенням - це точки, в яких не можна поліпшити жодного критерію, не зіпсувавши інших [41].

Складність полягає в тому, що таких рішень Парето може бути багато, а чим більше точок Парето, тим гірше, тому що з формальної точки зору вони рівноцінні між собою [41].

У практичних розрахунках багатокритеріальні задачі зазвичай зводять до однокритеріальних, коли складається якийсь комбінований критерій оптимальності. Найчастіше використовуються методи об'єднання (згортання) критеріїв, коли цільова функція являє собою складовий критерій, в якому приватні критерії F_i входять з якоюсь «вагою».

$$F = F_1\beta_1 + F_2\beta_2 + \dots + F_k\beta_k,$$

де β_i - коефіцієнти ваги, ($i = 1, 2, \dots, k$).

Зазвичай такий метод вирішення ефективний, якщо один з критеріїв є домінуючим за своєю важливістю, наприклад за вартістю, металоємкістю надійністю та ін. Величина коефіцієнтів ваги β_i визначає ступінь важливості приватних критеріїв і призначається перед пошуком рішення. Основний недолік цього методу полягає в невизначеності значень коефіцієнтів ваги. Широко використовується, але не користується довірою математиків, метод експертних оцінок, він забезпечує визначення усереднених значень коефіцієнтів ваги, але носить суб'єктивний характер. З цієї причини не можна пред'являти високі вимоги до точності знайденого рішення.

Подібний метод вирішення багатокритеріальної задачі використано при параметричному синтезі важільних механізмів, описаному в роботі проф. *Е.Е. Пейсах* [90]. Неявний постулат, що нестача одного показника може бути компенсована за рахунок іншого є неспроможним, такий спосіб об'єднання критеріїв є неприйнятним.

Одним з методів розв'язання багатокритеріальних задач є метод зведення задачі до однокритерійного, при якому один (головний) приватний критерій приймається за єдиний критерій оптимальності системи, а інші критерії переводяться в розряд обмежень, зажадавши, щоб вони були не більше яких - то заданих $f_1, f_2, \dots, f_j$.

З огляду на складності задачі багатокритеріальної оптимізації з умовами, один з видних фахівців з теорії дослідження операцій Т.Л. Саати (*Thomas L. Saaty, University of Pennsylvania*) зміст предмета визначає з хорошою іронією: - «Дослідження операцій являє собою мистецтво давати погані відповіді на практичні питання, на які даються ще гірші відповіді іншими методами» [142].

Існує кілька десятків методів розв'язання оптимізаційних задач в залежності від виду цільової функції, наявності та виду обмежень, кількості екстремальних рішень, точності результатів розрахунків та інших особливостей. Докладний аналіз методів рішення оптимізаційних завдань представлений в роботах [44, 80].

Щодо до поставленого завдання багатопараметричної умовної оптимізації можна виділити кілька найбільш поширених методів. Для задач локальної мінімізації помірної розмірності (кілька десятків змінних) з нелінійними обмеженнями і диференційовними цільовими функціями найбільш ефективні методи функцій Лагранжа. Методи вельми чутливі до помилок обчислень функцій і їх похідних, тому особливу увагу необхідно приділяти правильному вибору довжини кроку розрахунку і відносної похибки розрахунку для зупинки обчислювального алгоритму [41].

Для завдань оптимізації з опуклими цільовою функцією й обмеженнями ефективним є комплексний метод (симплекс-метод), про д ляження в 1964 г. М. Боксом [137]. Метод є подальшим розвитком сі комплексно методу Нелдера-Міда [140], в основу якого покладено метод деформації регулярного симплекса Спендлі-Хекста-Хімсворта [80]. Метод забезпечує збіжність рішенням завжди, якщо функції опуклі і правильно вибрані коефіцієнти розтягування, стиснення і редукції.

На закінчення доцільно навести висновок, висловлений проф. *Р. Тролл (Robert M. Thrall, Rice University)* про те, що коли роботи по дослідженню операцій теоретичного плану зустрічаються рідко, попит на такі публікації збільшується, і, чим більше абстрактний характер носить робота, тим ціннішою вона вважається [44]. Теоретичні роботи по використанню методів оптимізації технічних рішень в області ковальсько-штампувального обладнання за рідкісним винятком практично відсутні. Піонерські розробки, виконані під керівництвом В.М. Тинянова і В.І. Балаганськ поки подальшого розвитку не получили.

Висновки по розділу 1

1. Виконавчі механізми кривошипних пресів характеризуються різноманіттям структурних схем. В основу класифікації механізмів покладене технологічне призначення та структура механізму. Задоволення технологічним вимогам процесу деформації щодо кінематичних характеристик переміщення

повзуна може бути забезпечено тільки при використанні багатоланкових важільних механізмів.

2. Єдиних методів структурного і параметричного синтезу механізмів не існує. Найбільш інформативним і ефективним є структурний синтез методом нарощування з оцінкою технічних можливостей утвореного механізму.

3. Параметричний синтез механізмів за заданими граничними або поточним положенням ланок вирішує завдання синтезу частково, забезпечуючи синтез механізму по окремих, не взаємопов'язаних критеріях. Відсутність обліку всіх технічних і технологічних вимог.

Оптимізаційний параметричний синтез механізмів при обліку всіх вимог технологічного процесу і умов функціонування механізму забезпечує визначення найбільш ефективного варіанту параметрів.

2. Завдання і вибір методів теоретичних досліджень кривошипних пресів

З літературного огляду стану теорії розрахунку та проектування кривошипних пресів слід знати, що першочерговими є розрахунки тих вузлів і систем, які мають вирішальний вплив на надійність і довговічність роботи, забезпечують мінімізацію металоємності і витрати енергії. Для вирішення завдань даної роботи, сформульованих у вступі, припускаючи використання таких методів теоретичних досліджень.

Параметричний синтез виконавчих механізмів виконаний методом оптимізації заданої цільової функції при одночасному задоволенні ряду умов. Цільова функція визначається технологічним призначенням механізму, а умови оптимізації - умовами його функціонування. Цільова функція при оптимізаційному параметричному синтезі визначається з залежностей для розрахунку кінематичних характеристик розглянутого механізму – функції положення або першої передатньої функції веденої ланки. Для їх визначення використані методи теорії механізмів і машин, згідно з якими будь-який механізм розглядався як послідовне з'єднання початкового механізму і кінцевого числа кінематичних груп Ассура. Кінематичні характеристики кожного приєднаного механізму визначаються методом замкнутих векторних контурів, запропонованим В.А. Зінов'євим. Як і для зубчастих передач, завдання оптимізаційного параметричного синтезу являє собою задачу нелінійної умовної багатопараметричної оптимізації.

Всі теоретичні розробки, які стосуються аналізу стану і роботи розглянутих систем пресів, були підтверджені експериментальними даними.

3. Оптимізаційний синтез додаткових виконавчих механізмів пресів

3.1 Постановка задачі оптимізаційного синтезу виконавчих механізмів пресів

В огляді літератури з методів синтезу виконавчих механізмів (п. 1.5.2) встановлено, що найкраще задоволення вимог функціонування механізму може бути забезпечено поєднанням структурного синтезу за умовами функціонального призначення механізму і подальшим параметричним оптимізаційним синтезом, що забезпечує визначення оптимальних параметрів, задовольняючий цим умовам.

Основне завдання виконавчого механізму преса полягає в задоволенні вимог технологічного процесу і умов функціонування самого механізму, які в загальному випадку зводяться до наступних:

1. Механізм повинен забезпечити перетворення обертального руху головного валу в зворотньо-поступальний рух робочого органу - повзуна.
2. Повзун за один оберт головного валу (подвійний хід) повинен здійснити переміщення між крайніми верхнім і нижнім положенням на задану величину $S_{\max}$.
3. Залежно від функціонального призначення механізму на заданому інтервалі руху головного валу він повинен забезпечити заданий закон переміщення повзуна. Для головного виконавчого механізму повинен бути забезпечений заданий закон зміни швидкості повзуна, а для допоміжних виконавчих механізмів - вистою повзуна в крайньому нижньому положенні.
4. Параметри механізму повинні задовольняти умовам існування механізму при всіх можливих положеннях ланок.
5. Повинні бути забезпечені найкращі умови функціонування механізму, перш за все, повинні бути обмежені кути тиску в кинематичних парах.
6. Повинні бути забезпечені умови необхідної жорсткості механізму, особливо в період робочого ходу.

7. Параметри механізму повинні забезпечувати максимальне обмеження сил інерції і кількості змін напрямку прискорення повзуна на всьому інтервалі руху повзуна.
8. Механізм повинен бути максимально технологічним при виготовленні і простим при експлуатації.

Спочатку структура механізму визначається першими трьома вимогами, тому найчастіше в якості виконавчих механізмів в механічних пресах використовується тільки важільні або зубчасто-важільні механізми. Всі механізми є механізмами періодичної дії, причому робочий хід займає відносно невеликий інтервал прямого ходу, близький до кінцевого положення повзуна. Закон переміщення повзуна визначається деякою аналітичною функцією – функцією переміщення механізму S . Конкретна форма функції положення $S = f(\alpha)$ залежить від параметрів механізму і його структурної схеми і на етапі структурного синтезу невідома. Але, тим не менш, на цьому етапі синтезу необхідно мати інформацію про вид функції положення, або, щонайменше, про її властивості на певному відрізку $\alpha \in [\alpha_1, \alpha_2]$, так як функціональні можливості реалізації передавальної функції кожної структурної схеми обмежені визначеними умовами і межами.

Необхідний закон руху повзуна визначається, перш за все, технологічним призначенням преса, точніше швидкісними умовами пластичного еформування металу обраним технологічним способом. В цьому відношенні виконавчі механізми механічних пресів можна розділити на три групи.

До першої групи належать механізми пресів для гарячого об'ємного штампування, універсальних пресів для листового штампування, тому що для таких технологічних операцій в яких якість пластичного деформування практично не залежить від закономірності переміщення повзуна в період робочого ходу (розділові операції листового штампування, гнуття, гаряче штампування та ін.). Для таких операцій спостерігається деякий вплив швидкості повзуна на стійкість інструменту, певною мірою на якість поверхні зрізу, але не на здійснення самої операції. З цих причин для виконання таких операцій використовується найбільш простий і надійний механізм - кривошипно-повзунний, в повній мірі відповідає

всім перерахованим вимогам. Єдина відмінність полягає в швидкості обертання головного вала, тому що в номінальному числі ходів повзуна обмеження швидкої дії листоштампувальних пресів (приблизно на порядок в порівнянні з КГШП) обумовлено збільшеними витратами на пластичне деформування, габаритами деталей і збільшеним ходом повзуна.

Другу групу механізмів складають головні виконавчі механізми пресів для ряду технологічних операцій, де потрібно забезпечити сприятливе протікання деформування заготовки (глибока витяжка, холодне видавлювання, чистове вирубання та ін.). Для таких операцій потрібна обмежена модулю і переважно постійна або близька до постійної швидкість повзуна. Такі умови руху повзуна можуть бути забезпечені тільки при використанні багатоланкових важільних і зубчато-важільних механізмів складної структури.

Третю групу складають механізми, що забезпечують на заданому інтервалі повороту головного ведучого вала, вистій повзуна з найменшим відхиленням від нульового положення. Такі механізми використовують, як правило, в якості додаткових виконавчих механізмів, що здійснюють притиск заготовки при витяжці, створення протитиску при чистовому вирубанні і інших технологічних операціях.

Виходячи з вимог до виду передавальної функції для зазначених трьох груп механізмів, можна констатувати, що аналітичний метод структурного синтезу можливий тільки для найпростіших механізмів, наприклад, кривошипно-повзунного, шарнірного чотирьохзвенника. Для багатоланкових механізмів повноцінний структурний синтез важко формалізується, тому можливий тільки геометричний або евристичний методи.

Синтез механізмів першої групи (кривошипно-шатунного механізму) докладно описаний в технічній літературі і зазвичай виконується за умовами забезпечення заданого максимального переміщення повзуна. Структура механізму є заданою, а параметричний синтез полягає у визначенні розмірів ланок за умови, що коефіцієнти відносних розмірів відомі. Однак використання такого механізму в додаткових вузлах пресів, пресів-автоматів і засобів механізації (виштовхувачі, що подають пристрої, механізм переміщення інструменту і ін.)

вимагають виконання синтезу за іншими умовами, наприклад, за величиною кута тиску, умовою існування, за величиною коефіцієнта середньої швидкості і т. д.

Структурний синтез механізмів другої групи вимагає аналіз закону зміни першої передавальної функції механізму. Забезпечення квазіпостійні швидкості повзуна в період робочого ходу зумовлює використання механізмів складної структури з приєднанням останньої діади до одного з шатунів, що мають певний закон руху. Параметричний синтез таких механізмів полягає в визначення варіанту його параметрів, що забезпечують заданий вид першої передаточної функції.

Структурний синтез механізмів третьої групи полягає у визначенні такої комбінації складових механізмів, при якій вихідна ланка буде мати задане число екстремумів функції положення. Параметричний синтез механізму полягає у визначенні оптимальних значень його параметрів, що забезпечують мінімальне відхилення функції положення від нижнього положення.

Основні положення пропонованих методів структурного і оптимізаційного параметричного синтезу важільних виконавчих механізмів пресів є інваріантними по відношенню до структури механізмів, тому подальші викладки представлені тільки для найбільш поширених типів механізмів, використовуваних в сучасних кривошипних пресах.

3.2 Синтез додаткових виконавчих механізмів спеціалізованих пресів

3.2.1 Структурний синтез механізмів притискного повзуна спеціалізованих пресів

Основна функціональна задача притискного механізму витяжного преса полягає в забезпеченні притиску заготовки на тривалому вуглі повороту головного валу. Важільні механізми не можуть забезпечити абсолютний вистій робочої ланки механізму (повзуна) навіть на малому куті повороту головного валу, тому мова йде про використання механізму, який при робочому ході

забезпечує відхилення повзуна ΔS від нижнього положення не більше деякої встановленої величини ΔS_0

$$\Delta S \leq \Delta S_0 \quad (3.1)$$

При оцінці функціональних можливостей механізму притискного повзуна преса заданої структури в якості головного критерію раціонально приймати максимальну кількість $M_{\max}$ екстремумів передавальної функції $S = f(\alpha)$ і їх положення на інтервалі $\alpha \in [0, 2\pi]$, при допустимих значеннях параметрів $Q = \{q_1, q_2, \dots, q_n\}$. Приймається, що параметри знаходяться в області допустимих значень Θ , в якій забезпечується функціонування механізму, тому $Q \in \Theta$.

Очевидно, що для будь-якого механізму, функція положення якого відповідає умовам (3.1), є, щонайменше, два екстремуми функції положення, один з яких досягається в точці $\alpha = 0$, а другий на інтервалі $[0, 2\pi]$. Функціональні можливості механізму будуть тим вище, чим більше число екстремумів $M_{\max}$, і чим більше інтервал кута повороту головного валу, на якому вони мають місце. При цьому важливо, що якщо для даної структурної схеми механізму знайдено число $M_{\max}$, то завжди можливо створення механізму цієї ж структури з числом екстремумів, рівним $2, 4, 6, \dots, M_{\max} - 2$. Число екстремумів $M_{\max}$ завжди парне. З іншого боку, приєднання механізму з одним ступенем рухливості до механізму, що має $M_{\max}$ екстремумів, збільшує число $M_{\max}$ утвореного механізму на 2 або 4.

Звідси випливає, що кривошипно-повзунний механізм і чотирьохланковий шарнір можуть бути використані тільки в якості механізмів першої групи, таким чином для пресів без спеціальних вимог по виду закону руху повзуна. Назвемо такі механізми найпростішими і позначимо: KM - кривошипно-повзунні механізми і $ШМ$ - чотирьохланковий шарнір.

Для механізмів із зупинкою в крайньому нижньому положенні повинен використовуватися механізм, що забезпечує не менше 4 екстремумів функції положення. Такий механізм може бути утворений послідовним з'єднанням двох найпростіших механізмів в поєднанні, наприклад, $ШМ + ШМ$ або $KM + ШМ$, з

утворенням шостизвеного механізму з числом екстремумів $M_{\max} = 2, 4$ і

6. Екстремуми функції положення мають місце, коли по черзі два визначених сусідніх ланки кожного зі складових механізмів розташовуються на одній лінії. Шостиланковий механізм з $M_{\max} = 2$ ніякими спеціальними властивостями не відрізняється від найпростішого і застосування не знаходить. При $M_{\max} = 4$ функція положення для шостиланкового механізму $ШМ + ШМ$ або $КМ + ШМ$ має вигляд, показаний на рисунку 3.2. Тут φ_{R3} - кутова координата веденої ланки другого механізму $ШМ$. Один екстремум в точці 6 відповідає одному крайньому положенню першого составного механізму, а три інші (2, 3 і 4) - іншому крайньому положенню, коли на одній лінії розташовуються по черзі дві ланки кожного з механізмів. Для такого механізму дотримується особливість $(\varphi_{R3})_2 = (\varphi_{R3})_4$.

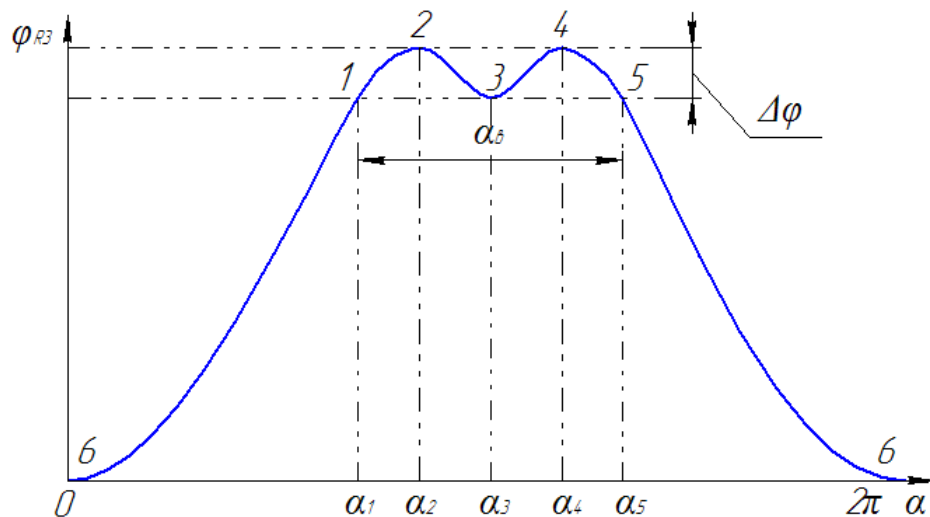


Рисунок 3.2 – Функція положення шостиланкового механізму при $M_{\max} = 4$

Необхідно відзначити, що подібна форма графіка функції положення забезпечивається механізмом, складеним як двома механізмами $ШМ$, так і механізмами $КМ$ і $ШМ$. Останні механізми застосовувалися в витяжних пресах застарілих конструкцій. Однак внаслідок конструктивних недоліків (збільшені габарити і металоємність, менша технологічність і значні сили тертя в поступальній парі) були замінені механізмами першого виду з обертовими парами.

Для здійснення зворотно-поступального руху повзуна до останньої ланці другого механізму приєднується дияда шатун-повзун і кінцевий механізм стає восьмиланковим (рис. 3.3). Можливе число екстремумів збільшується до $M_{\max} = 8$.

Положення перших двох механізмів вистою повзуна в нижньому положенні показані на рисунку 3.4. Для забезпечення максимальної кількості екстремумів функції положення відповідно до рисунку 3.2 розміри ланок другого механізму і кут δ_2 між веденою ланкою першого механізму і провідною ланкою другого повинен вибиратися так, щоб шарнір 3 неодноразово переходив лінію O_2D при знаходженні першого механізму в крайньому положенні A_3 (точка C_3).

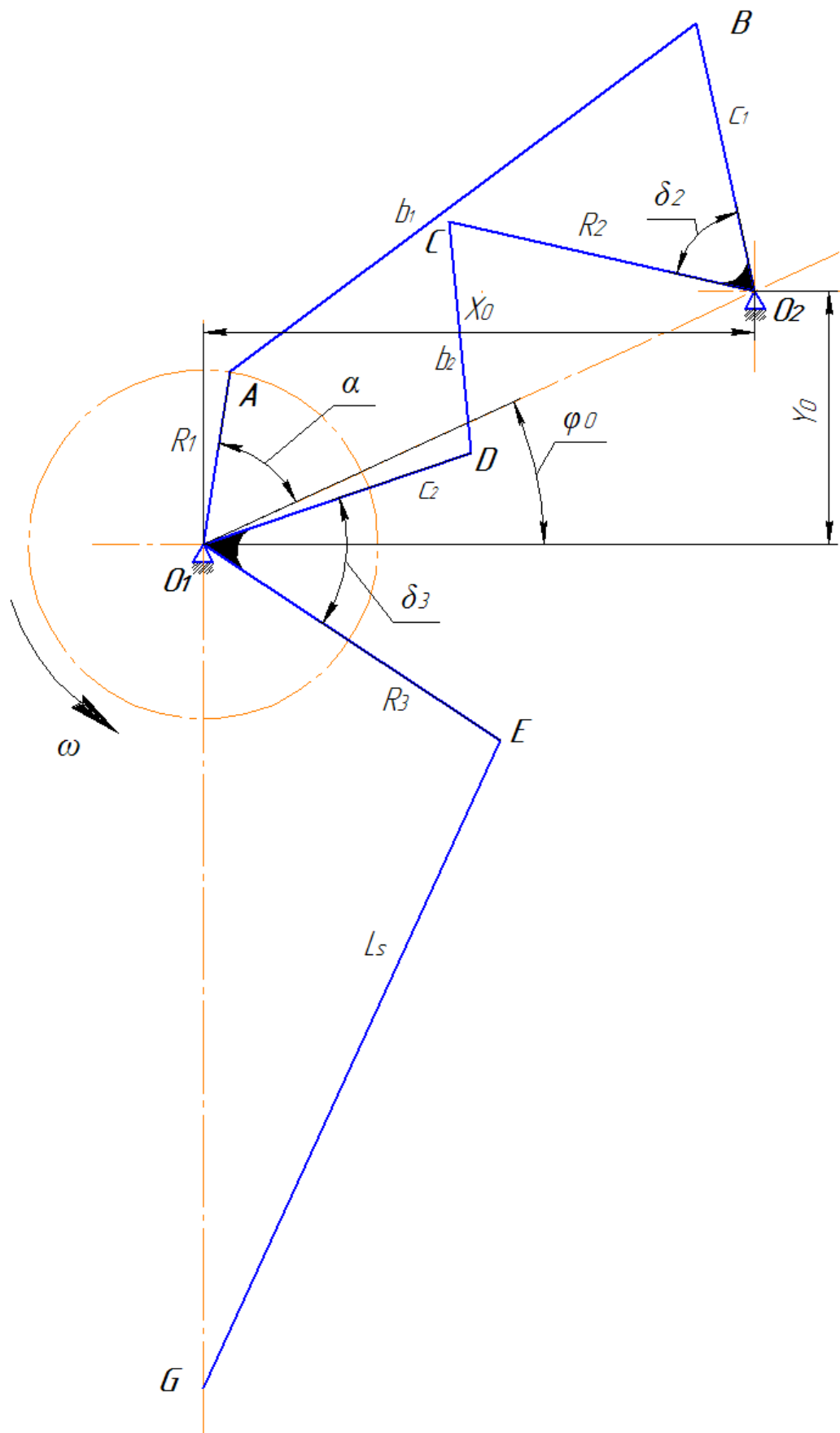


Рисунок 3.3 – Розрахункова схема восьмиланкового механізму притиску витяжного преса

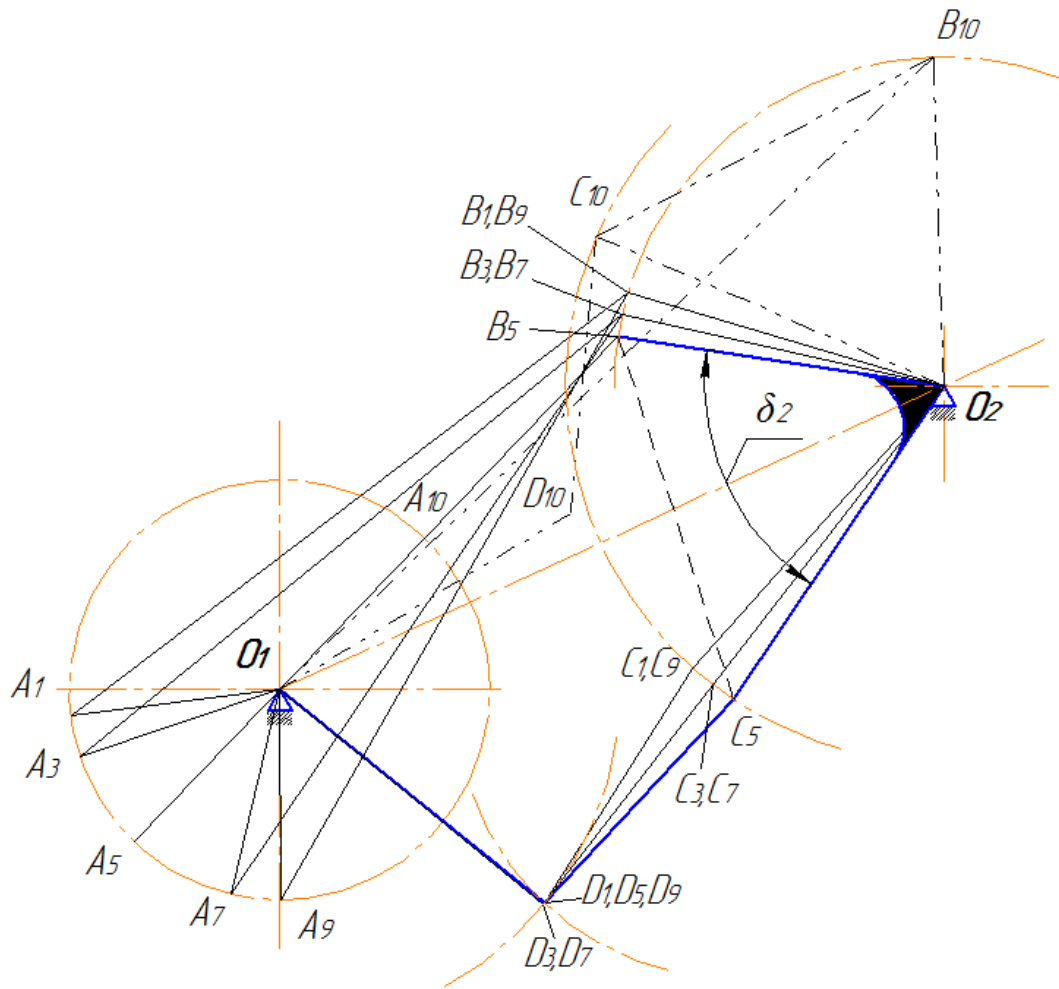


Рисунок 3.4 – Екстремальні положення перших двох механізмів

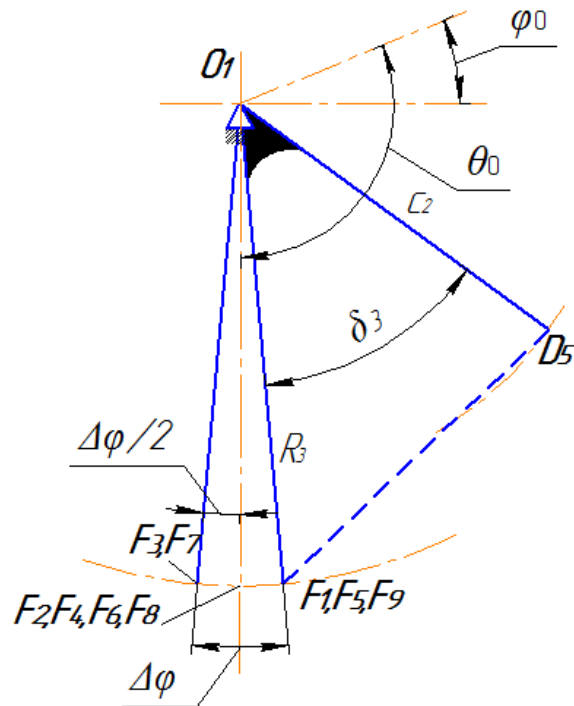


Рисунок 3.5 – Положення кінцевого механізму при вистою повзуна

Друга умова синтезу механізму полягає в тому, що кут δ_3 між веденою ланкою другого механізму і провідною ланкою третього механізмів, або кут φ_0 нахилу розташування опор (рис. 3.4) повинні вибиратися таким чином, щоб при русі точки шарніра D з положень 1, 5, 9 в положення 3 і 7 і назад, повзун досягав крайнього нижнього положення в точках F_i^n , (де $i = 2, 4, 6, 8$), як показано на рисунку 3.5.

Якщо максимальне відхилення на ділянці робочого ходу задовольняє умові (3.1), то завжди існує ще дві характерні точки на графіку функції положення механізму, в яких також виконуються ці умови. На рисунку 3.5 ці точки позначені відповідно 1 і 9. На рисунку 3.5 показані положення кінцевого механізму для всіх екстремальних точок.

Таким чином, в загальному випадку ділянка «псевдовистоя» повзуна визначається координатами крайніх точок α_1 і α_9 . Інтервал кута повороту ведучого кривошипа $\alpha_6 = \alpha_9 - \alpha_1$ і є інтервал повороту, на якому забезпечується виконання умови (3.1).

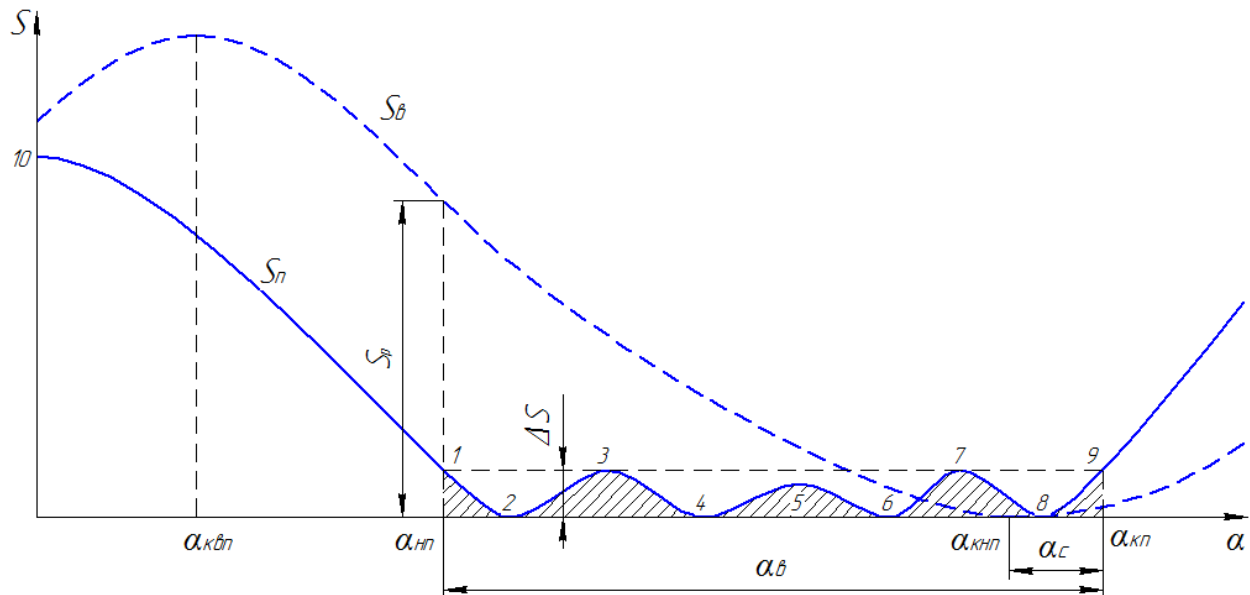


Рисунок 3.6 – Графіки руху повзунів витяжного преса

На рис. 3.6 показаний типовий графік руху притискового S_n і витяжного $S_δ$ повзунів преса. На рисунку позначено: $\alpha_{квп}$, $\alpha_{до н н}$ – відповідно, кут крайнього верхнього і крайнього нижнього положення витяжного повзуна; $\alpha_{н п}$, $\alpha_{кп}$ – відповідно кут початку і кінця притиску, тобто вистою притискового повзуна; $\alpha_с$ –

кут вистою притискного повзуна після витяжки; S_p - робочий хід витяжного повзуна.

Аналітичний розрахунок геометричних характеристик екстремальних точок функції положення (кутів α_i , $i = 1...10$) представлений в роботі [57] .

3.2.2 Кінематичний аналіз механізму притискного повзуна

Для синтезу і кінематичного аналізу механізму повинні бути відомі аналітичні залежності, що визначають кінематичні характеристики, функціональні можливості і обмеження існування із користування даного механізму. Частково питання кінематики подібних механізмів в приводі витяжних пресів розглянуті в роботах [9, 37, 47, 52]. Однак завдання обмежується тільки аналізом величини колювання повзуна в нижньому положенні в залежності від параметрів механізму, або питаннями проектування механізмів за величиною допустимих кутів передачі. Синтез такого досить складного механізму вимагає декількох, взаємно незалежних умов, обумовлених як конструктивними і структурними особливостями, так і технологічними вимогами, що пред'являються до подібних механізмів.

Для кінематичного дослідження механізму приймаємо такі припущення. Всі ланки механізму є абсолютно жорсткими, кінематичні пари виконані абсолютно точно і відтворюють свої функції без похибок. Розміри ланок і їх взаємне положення задано. Варіант збірки відомий однозначно.

Детальний аналітичний висновок розрахункових залежностей наведено в роботах [115, 116] . Тут наведені основні підсумкові залежності.

Кінематичні характеристики першого чотирьохланкового механізму визначені методом векторних контурів, розробленим В.А. Зінов'євим [43] , і в кінцевому вигляді записуються у вигляді [115]

$$\left. \begin{aligned} \varphi_{b1} &= \pi(Z_1 - 1) + \varphi_{s1} - Z_1 \arccos \frac{l_{s1}^2 + b_1^2 - c_1^2}{2l_{s1}b_1}, \\ \varphi_{c1} &= \pi(Z_1 - 1) + \varphi_{s1} - Z_1 \arccos \frac{b_1^2 - c_1^2 - l_{s1}^2}{2l_{s1}c_1}. \end{aligned} \right\} \quad (3.2)$$

Параметри l_{s1} і φ_{s1} визначаються за формулами

$$l_{s1} = \sqrt{l_0^2 + R_1^2 - 2l_0R_1 \cos \alpha}, \quad \operatorname{tg} \varphi_{s1} = 2\pi + \frac{-R_1 \sin \alpha}{-R_1 \sin \alpha + l_0}.$$

У рівняннях (3.2) введено поняття *варіанта збірки* механізму. При постійних положеннях зовнішніх кінематичних пар кожної групи ланок можливо два варіанти їх взаємного розташування, які назовемо варіанти збірки. На рисунку 3.7 показані взаємні положення ланок для двох варіантів збірки групи з обертовими зовнішніми парами (а) і для групи з одною поступальною зовнішньою кінематичною парою (б). Другий варіант збірки показаний на рисунку пунктирною лінією.

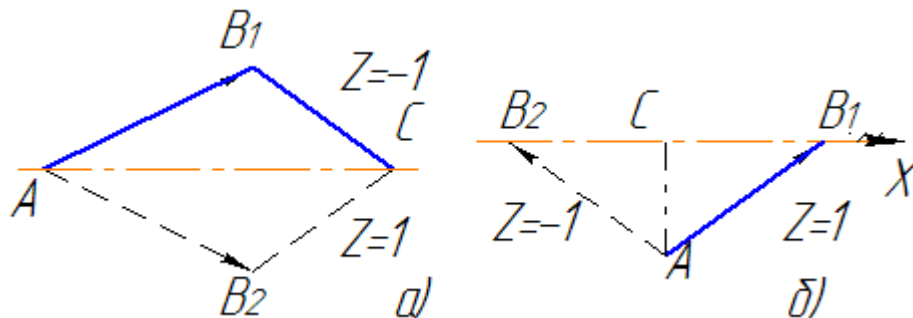


рисунок 3.7 – Варіанти збірки групи ланок

а) – три обертальні пари; б) – дві обертальні і одна поступальна пара

Варіант складання характеризується показником Z , який визначається за формулами:

- три обертальні пари (рис. 3.7, а)

$$Z = \operatorname{sign}[M_C(A\bar{B})],$$

- дві обертальні і одна поступальна пара (рис. 3.7, б)

$$Z = \text{sign}[A\vec{B}_X],$$

де $M_C(A\vec{B})$ - момент вектора $A\vec{B}$ щодо точки C ;

- проекція вектора на вісь CX зовнішньої поступальної пари.

Якщо поворот вектора $A\vec{B}$ навколо точки C відбувається за годинниковою стрілкою, аргумент функції знака sign приймається негативним, в протилежному випадку – позитивним.

Друге рівняння (3.2) являє собою передавальну функцію $\varphi_{c1} = f_1(\alpha)$ для першого чотирьохланкового механізму. Зауважимо, що перший механізм являє собою кривошипно-коромисловий чотирьохланковий механізм з провідним кривошипом O_1A , з негативним показником збірки, тобто $Z_1 = -1$.

При проектуванні кінематичної схеми механізму необхідно обов'язково забезпечити умови його існування і допустимі кути тиску. З теореми Грасгофа [57] випливає, що умовою існування чотирьохланкового механізму є

$$R_1 + l_0 < b_1 + c_1.$$

З усіх можливих кутів тиску обмежуючим є кут ν_1 в кінематичній парі B , максимальне значення якого має місце при положенні ланки O_1A на лінії O_1O_2

$$\nu_{1\max} = 1 - \mu_1 = \arcsin \frac{b_1^2 + c_1^2 - (l_0 - R_1)^2}{2b_1c_1}$$

Другий механізм O_2CDO_1 являє собою також чотирьохланковий механізм з провідною ланкою O_2C , яка гойдається. Передавальна функція $\varphi_{c2} = f_1(\alpha)$ цього механізму представляє залежність між координатами ведучої ланки O_2C і веденої ланки DO_1

Залежність для передавальної функції другого механізму має вигляд

$$\varphi_{c2} = \pi(Z_2 - 1) + \varphi_{s2} - Z_2 \arccos \frac{b_2^2 - c_2^2 - l_{s2}^2}{2l_{s2}c_2}.$$

Тут індексом «2» позначені розміри ланок другого механізму. Довжина відрізка CO_1 визначається за формулою

$$l_{s2} = \sqrt{l_0^2 + R_2^2 - 2l_0R_2 \cos \alpha_2}$$

Кут нахилу відрізка визначається за формулою

$$\operatorname{tg} \varphi_{s2} = 2\pi + \frac{-R_2 \sin \alpha_2}{-R_2 \sin \alpha_2 + l_0}$$

Другий механізм є двухкоромисловим з позитивним показником збірки, тобто $Z_2 = 1$.

Координата α_2 провідної ланки O_2C визначається координата φ_{c1} ланки BO_2 попереднього механізму O_1ABO_2

$$\alpha_2 = \pi - \varphi_{c1} - \delta_2,$$

де φ_{c1} - координата ланки BO_2 попереднього механізму O_1ABO_2 в системі координат X_1Y_1 , яка визначається по залежності (3.2);

δ_2 - інсталяційний кут між ланками BO_2 і O_2C (див. рис. 3.4).

Третій механізм являє собою аксіальний кривошипно-повзунний механізм, провідним кривошипом якого є ланка FG . Механізм розглядається в координатах, прийнятих при аналізі виконавчих механізмів механічних пресів. Переміщення повзуна і кут повороту ведучого кривошипа вимірюються від крайнього нижнього положення повзуна. Тоді кут повороту ланки FG визначається як

$$\alpha_3 = \varphi_{c2} + \delta_3 - \phi_0 - \frac{3\pi}{2}.$$

Переміщення повзуна буде

$$\alpha_3 = \varphi_{c2} + \delta_3 - \phi_0 - \frac{3\pi}{2} \quad (3.3)$$

Кут нахилу шатуна β щодо лінії O_1G знаходиться з відношення , т.обто

$$S = R_3(1 - \cos \alpha_3) + L_s(1 - \cos \beta) \quad (3.4)$$

де λ - коефіцієнт шатуна

Залежність (3.3) являє собою передавальну функцію механізму притиску, яка визначає залежність переміщення притискного повзуна від кута повороту ведучого кривошипа O_1A .

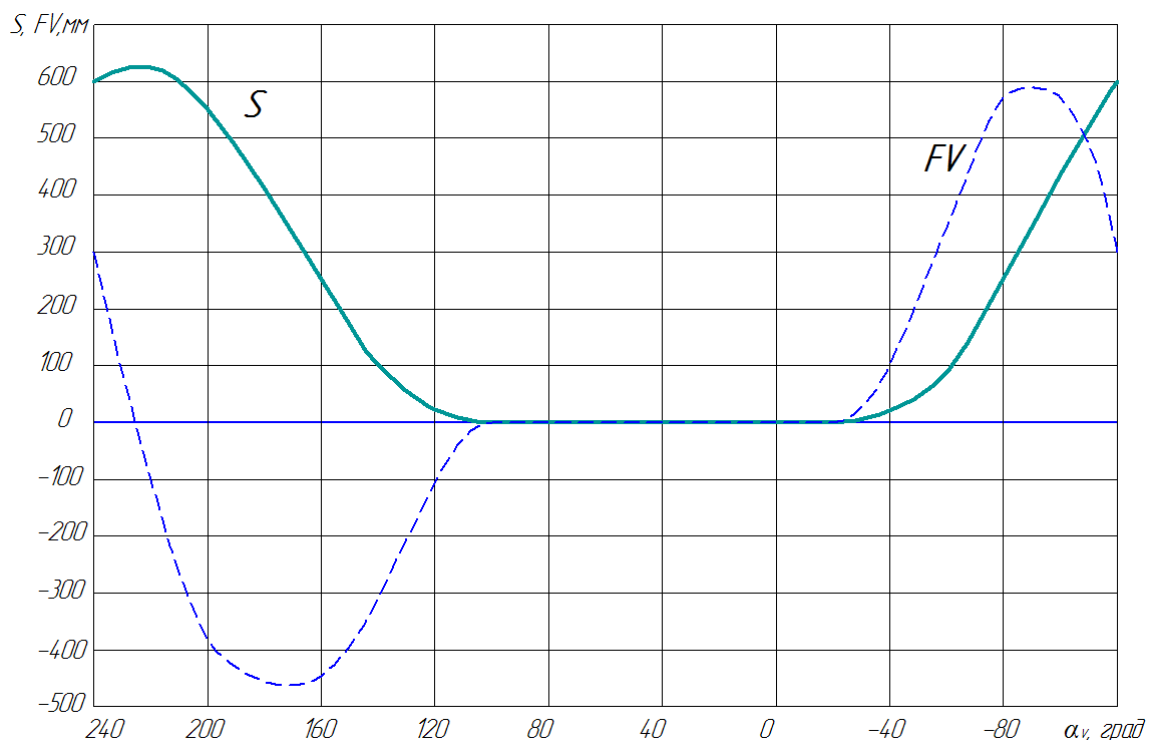


Рисунок 3.8 - Кінематичні характеристики притискного повзуна витяжного преса номінальним зусиллям 6,3 МН

Швидкість і прискорення повзуна визначаються як перша і друга похідні функції положення по координаті α . Так як пряме диференціювання функції положення (3.3) приводить до складних математичних залежностей, для

визначення передавальних функцій першого чотириланкового механізму використаний метод замкнутого векторного багатокутника.

Для прикладу на рисунку 3.8 показані залежності переміщення, швидкості і прискорення повзуна механізму притиску листоштампувального преса подвійної дії номінальним зусиллям 6,3 МН. З рисунка слідує, що при обраних геометричних параметрах механізму, він повністю відповідає висунутим технологічним вимогам за умовою тривалого вистоя на ділянці робочого ходу.

3.2.3 Параметричний синтез додаткових механізмів пресу

Завдання параметричного синтезу механізму полягає у визначенні його геометричних параметрів, що забезпечують вказаний вид функції положення, які задовольняли б ряд умов.

Параметри механізму x_i ($i = 1 \dots 12$) суть геометричні розміри ланок $R_1, b_1, c_1, R_2, b_2, c_2, R_3, L_s$, два кута розчину δ_2 і δ_3 трьохплечего важелів BO_2C , DO_1E , розміри, що визначають взаємне положення опор X_0 і Y_0 ..в загальному випадку всі 12 параметрів механізму будемо вважати вільними.

Умови синтезу діляться на головні, обов'язкові і бажані. Обов'язкові умови синтезу зазвичай виражаються нерівностями і є умовами забезпечення функціонального призначення механізму і умовами існування механізму.

Механізм притиску повинен забезпечити притиск заготовки при повороті головного валу на заданому куті $\alpha_g \approx 80 \dots 100^\circ$, тому перша обов'язкова умова синтезу являє собою нерівність

$$Q_1 = \{\alpha_{gv} > \alpha_g - \alpha_1 \geq \alpha_{gn}\} \quad (3.5)$$

де α_{gn} , α_{gv} - відповідно нижня і верхня допустиме значення кута α_g вистою повзуна.

Кути повороту $\alpha_1 \dots \alpha_9$ головного валу, відповідні точкам екстремума функції положення, визначаються по залежностях, наведеними в попередньому параграфі.

Друга обов'язкова умова синтезу полягає в тому, що після закінчення процесу витяжки для забезпечення виходу витяжної пуансона з деформованої

заготовки (зняття заготовки з пуансона) притискний повзун повинен залишатися нерухомим при повороті головного валу на заданий кут α_z .

Можливі два варіанти конструктивного виконання механізму прижиму і механізму витяжного повзуна. У першому варіанті привід витяжного і притискного позунів проводиться від роздільних кривошипів, виконаних на загальному валу, але зміщених щодо один одного на певний кут. В такому випадку крайнє нижнє положення витяжного повзуна α_{enn} визначається геометричними параметрами витяжного механізму і для синтезу даного механізму вважається відомим. У другому варіанті виконання привід обох механізмів проводиться загальним кривошипом і тоді нижнє положення витяжного повзуна збігається з нижнім положенням кривошипа $O_1 A$ на рисунку 3.3. У практиці розрахунків механічних пресів прийнято відлік кута повороту головного валу α_v виробляти від лінії руху повзуна проти руху вала. З рисунка 6.5 випливає, що кути α і α_v взаємопов'язані рівнянням

$$\alpha_v = \frac{3\pi}{2} - \alpha - \varphi_0,$$

де φ_0 - установний кут центрів опор (див. рис. 3.3).

Закінчення процесу деформування відбувається в крайньому нижньому положенні витяжного повзуна при $\alpha_v = 0$. Тоді з останнього рівняння випливає, що кут α_{enn} , відповідний крайнього нижнього положення витяжного повзуна рівний

$$\alpha_{enn} = \frac{3\pi}{2} - \varphi_0$$

Друга умова синтезу тоді представляється у вигляді нерівності

$$Q_2 = \{\alpha_{cv} > \alpha_9 - \alpha_c > \alpha_{cn}\} \quad (3.6)$$

де α_{cn} , α_{cv} - відповідно нижнє і верхнє допустиме значення кута вистоя притискного повзуна після закінчення витяжки заготовки.

Третя обов'язкова умова існування першого механізму як чотирьохзвеного механізму кривошипного типу задовольняє нерівності

$$Q_3 = \{R_1 + L_0 \leq b_1 + c_1\} \quad , (3.7)$$

де L_0 - відстань між центрами опор, яке визначається розмірами X_0 і Y_0 .

Обов'язковою умовою синтезу є забезпечення максимального переміщення повзуна $S_{\max}$

$$Q_4 = \{S_{\max n} \leq S_{\max} \leq S_{\max v}\} \quad , (3.8)$$

де $S_{\max n}$, $S_{\max v}$ - відповідно нижнє і верхнє допустиме відхилення максимального переміщення повзуна.

Бажані умови синтезу є обмеження, що накладаються на варійовані параметри по конструктивним умовам і обмеження кутів тиску.

Всі варійовані параметри механізму можуть набувати значень з зазначеного діапазону

$$Q_5 = \{x_{in} \leq x_i \leq x_{iv}\} \quad , (3.9)$$

де x_{in} , x_{iv} - відповідно нижнє і верхнє допустиме значення i -го параметра, встановлені за конструктивними умовами.

Попередні розрахунки механізму показують, що при параметрах, які відповідають умовам (3.9) кути тиску у всіх шарнірах значно менше допустимих, тому в процесі синтезу їх розрахунок може не проводитись. При необхідності, значення кутів тиску можуть бути визначені по залежностям, наведеним в попередньому параграфі.

Головна умова синтезу полягає в тому, що механізм повинен із заданою точністю відтворювати заданий рух робочого органу. В даному випадку ця умова полягає в тому, щоб на ділянці притиску задовольнялася нерівність (3.1). З

практичної точки зору така умова не зовсім відповідає вимогам технологічного процесу. Задоволення умови (3.1) хоча б в кількох точках функції положення означає, що в інших точках величина відхилення ΔS буде набагато менше ΔS_0 . Це приведе до того, що притиск заготовки буде здійснюватися змінним зусиллям з амплітудою, яка пропорційна величині ΔS .

Умову (3.1) можна посилити, зажадавши, щоб усі екстремуми функції положення на ділянці притиску були мінімальними і, по можливості, близькими до деякого середнього значення. Для цього достатньо вимагати, щоб середньоінтегральної відхилення величини ΔS на ділянці притиску було мінімальним, тобто щоб забезпечувався мінімум інтеграла Fz

$$Fz = \int_{\alpha_n}^{\alpha_k} S_n(\alpha, x_1, x_2, \dots, x_{12}) d\alpha \rightarrow \min \quad (3.10)$$

Геометрично це означає мінімум площі, обмеженою віссю абсцис і кривою функції положення на ділянці притиску (заштрихована об'єм на рис. 3.6). Межі інтегрування визначаються межами участка притиску, тобто $\alpha_n = \alpha_1$, $\alpha_k = \alpha_9$.

Таким чином, завдання синтезу, що складається в (3.5) - (3.9) являє собою задачу нелінійної однокритеріальної багатопараметричної умовної оптимізації. Рішення таких завдань можливе спеціальними методами, наприклад методом деформованого багатогранника (комплексний метод Боксу), методом пов'язаних градієнтів та ін. [41, 44, 80].

Результати розрахунків і їх зіставлення з результатами розрахунків механізму притиску діючих пресів показали наступне.

При вихідних даних варійованих параметрів, які відповідають умовам (3.5) - (3.9), рішення задачі завжди сходиться до кінцевого результату. Завдання не має рішення, якщо не виконується одна з умов, або якщо величина кута вистоя α_v перевищує значення $125 \dots 130^\circ$. Середній час одного розрахунку не перевищує $20 \dots 25$ с. На рисунку 3.9 показаний фрагмент графіків переміщення притискного повзуна для реального преса номінальним зусиллям $6,3$ МН (крива S_{n6}) і для преса з оптимальними параметрами (крива $_{no}$). Якщо для реального преса мають місце 8

точок екстремуму функції положення, то при оптимальних параметрах забезпечуються всі 10 точок екстремумів. Слід зазначити, що значення відхилення ΔS в екстремальних точках 3, 5 і 7 не збігаються по величині.

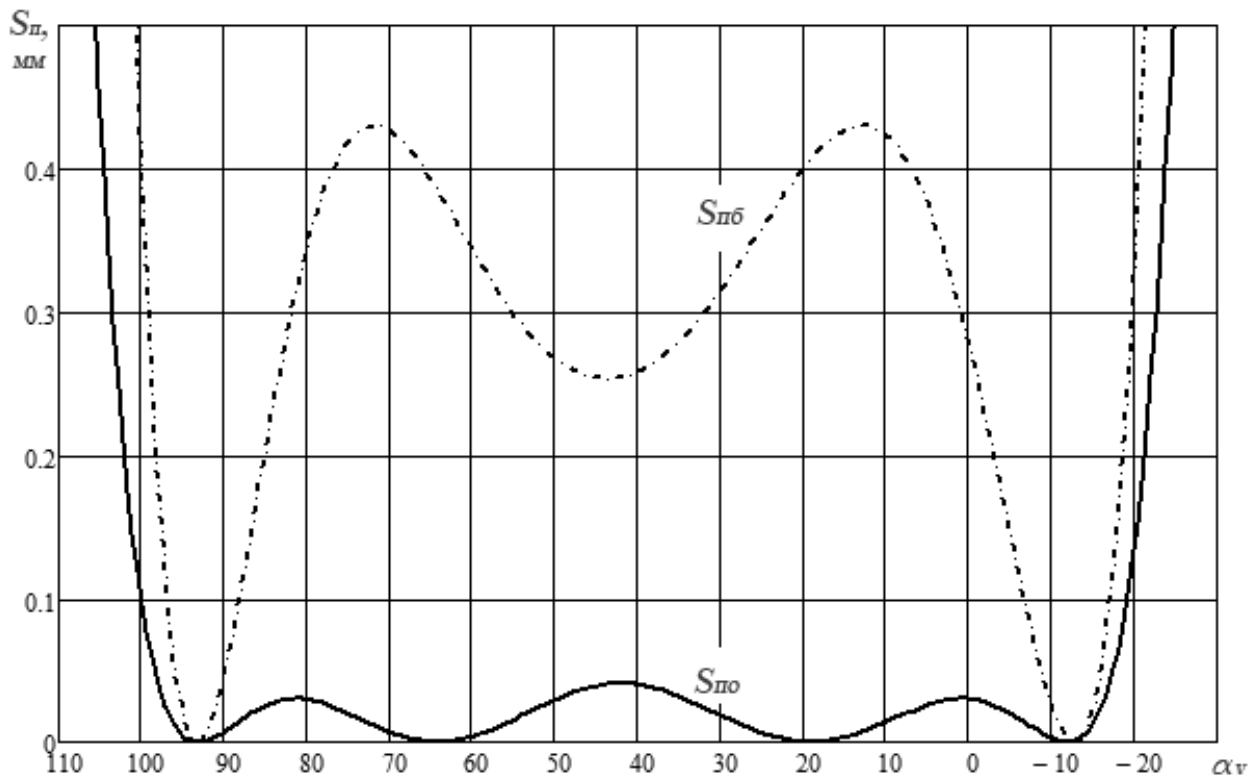


Рисунок 3.9 - Графік функції положення на ділянці притиску

Головний результат оптимізації полягає в тому, що забезпечується можливість параметричного синтезу механізму при широкій варіації умов синтезу. При цьому задоволення головної умови синтезу - мінімізація величини відхилення повзуна на ділянці притиску забезпечує зменшення граничного відхилення більш ніж в 10 разів. Наприклад, для розглянутого механізму максимальна величина відхилення повзуна на заданому куті $\alpha_с = 115^\circ$ при оптимальному варіанті параметрів стала рівною 0,041 мм, тобто по відношенню до реального пресу зменшилася приблизно в 10 разів. Величина відхилення ΔS ще більше зменшується, якщо послаблюються умови синтезу, наприклад, при менших значеннях кута вистоя $\alpha_с$ або кута $\alpha_с$.

4 Оптимізаційний синтез головних виконавчих механізмів спеціалізованих пресів

4.1 Структурний синтез головних виконавчих механізмів спеціалізованих пресів

У цьому параграфі розглянуті питання структурного синтезу механізмів другої групи, тобто механізмів, які повинні крім усього іншого забезпечувати уповільнення швидкості повзуна перед початком пластичного деформування заготовки і, по можливості, сталість його швидкості в період робочого ходу. Такі механізми використовуються в спеціалізованих пресах для виконання операцій з жорсткими вимогами до швидкісного режиму руху інструменту - преси для витяжки, для холодного видавлювання, для чистової вирубки та ін.

У науково-технічній літературі наведено дані по граничній величині швидкості повзуна $[V_{\partial}]$ в період робочого ходу для операцій листового і об'ємного штампування. Так при холодному видавлюванні сталі гранична швидкість $[V_{\partial}]$ не повинна перевищувати 250-300 мм/с. При чистовому вирубанні в залежності від товщини металу і марки сталі швидкість $[V_{\partial}]$ складає не більше 25-50 мм/с. У роботах В.Н. Тинянова зазначено, що при витяжці на механічних пресах подвійної дії швидкість повзуна $[V_{\partial}]$ не повинна перевищувати 250-400 мм/с.

Автори наведених робіт не наводять даних про величину початкової швидкості V_{np} зустрічі інструменту із заготівлею (при куті повороту головного валу α_{np}), проте в зазначених та інших роботах вказується, що для підвищення стійкості і міцності інструменту ця швидкість повинна бути, в ніякому разі, не більше максимальної швидкості V_{pm} усталеного процесу. У роботах [138, 143] наведені дані по величині допустимої швидкості повзуна в період робочого ходу при витяжці і вперше вказані рекомендації щодо обмеження величини V_{np} . Таким чином, для всіх наведених технологічних операцій зміна швидкості повзуна може бути представлена у вигляді узагальненого графіка, показаного на рисунку 4.1. Значення початкової швидкості становить приблизно 0,4-0,6 V_{pm} . Швидкість повзуна в період прямого V_{nx} і зворотного V_{ox} ходу впливу на процес де

формування не роблять і обмежуються тільки кінематичними характеристиками механізму, наприклад, величиною прискорення повзуна.

Аналіз наведеного графіка показує, що необхідний закон переміщення повзуна може бути забезпечений лише спеціальним механізмом, що і обумовлює використання в спеціалізованих пресах багатоланкових і зубчато-важільних механізмів [62]. Основною особливістю всіх багатоланкових механізмів спеціальних пресів є те, що повзун через шатун з'єднується з ланкою попереднього механізму в шарнірі, що здійснює складний плоскопаралельний рух по спеціальній траєкторії, званої *шатунної кривої*. На стадії структурного синтезу параметри шатунної кривої залишаються невідомими, однак можна встановити ряд вимог до її форми. Шатунная крива чотириланкового механізму описується алгебраїчним рівнянням 6-го порядку, тобто, має з колом 2, 4 або 6 спільних точок. Звідси випливає, що число точок перегинів кривої n_1 може дорівнювати 0, 2 або 4. При певному співвідношенні параметрів механізму можливе існування особливих точок шатунної кривої: вузлових точок, або точок самопересечення, точок повернення, точок зламу і точок самоприкосання. Очевидно, що наявність будь-яких особливих точок кривої призводить до погіршення кінематичних властивостей механізму, перш за все через збільшення величини і зміни знака прискорень в зазначених точках. Тому одне із завдань параметричного синтезу механізму полягає у визначенні такого безліч постійних параметрів механізму, при яких особливі точки шатунної кривої перестають існувати. Аналіз кінематичних схем механізмів, використовуваних в механічних пресах, показує, що найкращою і ефективною шатунною кривою є крива у формі звичайного (а) або двояковогнутого (б) еліпса, показаних на рисунку 4.2.

Точки перегину n_1 і n_2 повинні розташовуватися поза інтервалу кута повороту головного валу, відповідними йому робочого ходу повзуна $\alpha \in [\alpha_{np}, \alpha_{кр}]$. На ділянці робочого ходу від точки 1 до точки 2 радіус кривизни шатунної кривої повинен монотонно зростати.

Зазначеним вимогам відповідають тільки деякі механізми, що забезпечуються необхідний закон руху повзуна. На рисунку 4.3 показана

розрахункова схема головного механізму, використовувана в витяжних пресах фірм "Schuler" (ФРН) і "Hitachi" (Японія) [138].

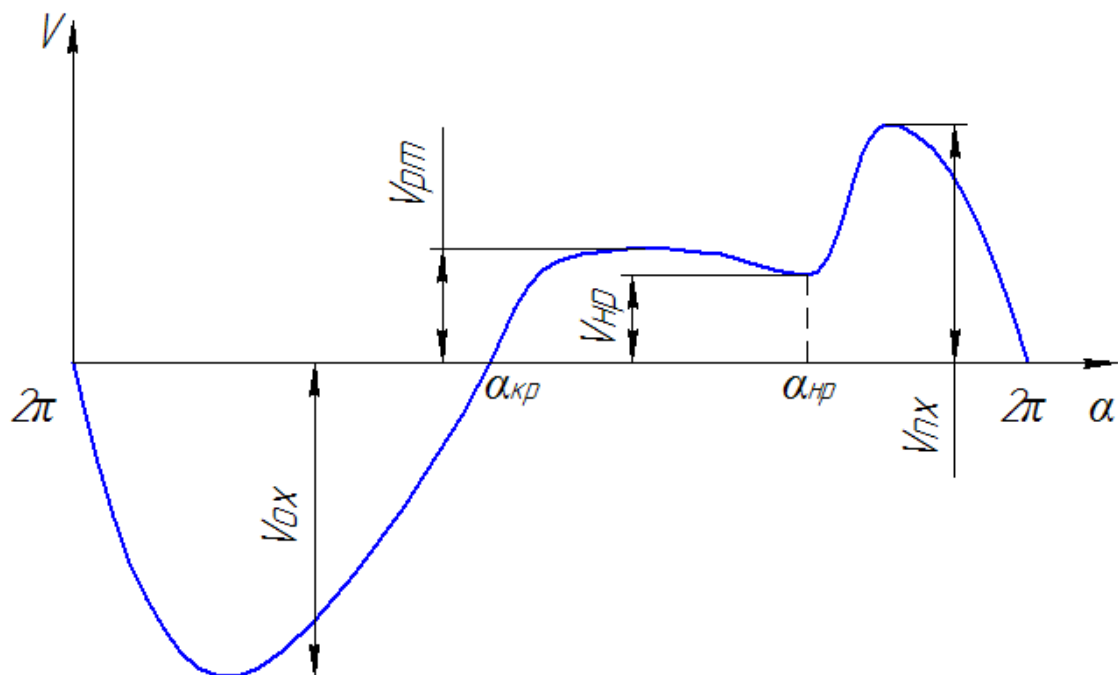


Рисунок 4.1 - Типовий графік швидкості повзуна спеціалізованого преса

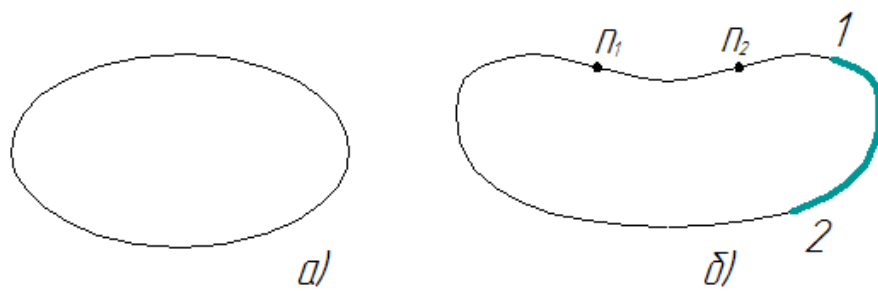


Рисунок 4.2 – Допустимі шатунні криві

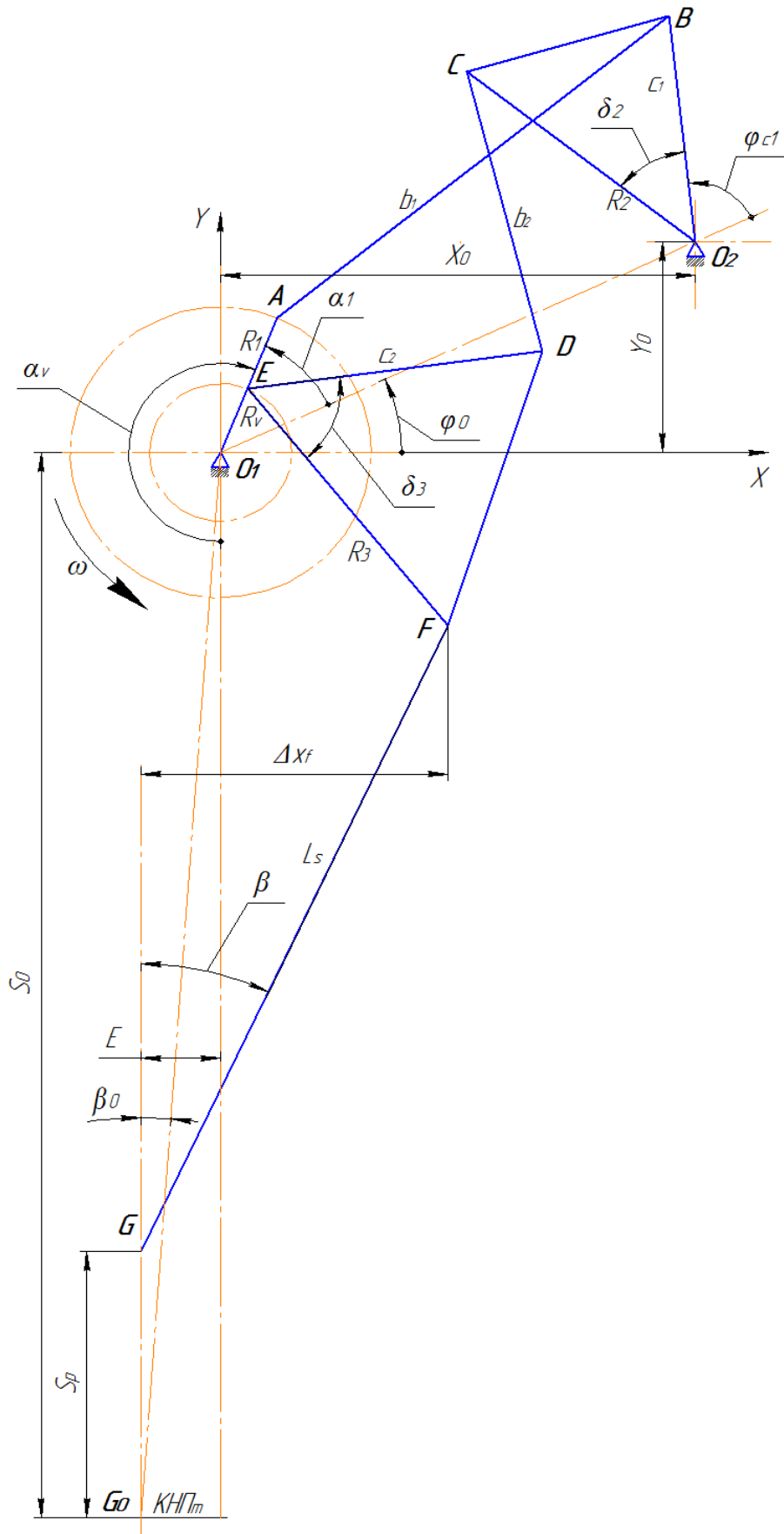


Рисунок 4.3 – Розрахункова схема восьмиланкового механізму внутрішнього повзуна витяжних пресів

Траєкторія точки з'єднання шатуна показана на рисунку 4.4, з якого випливає, що необхідний закон руху буде забезпечений на ділянці повороту головного валу від точки 4 до точки 1 при обертанні його протигодинникової стрілки, як показано на рисунку 4.3.

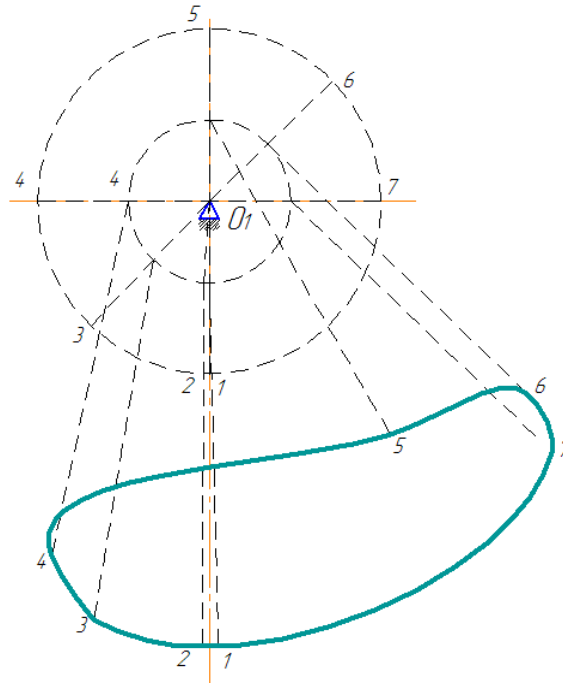


Рисунок 4.4 - Крива шатуна восьмиланкового механізму внутрішнього повзуна витяжних пресів

На рисунку 4.5 показана компоновочна схема шестиланкового механізму, використовувана в витяжних пресах багатьох зарубіжних фірм "Clearing" (США), "Cleveland" (США), "Aida" (Японія) та ін. Крива шатуна механізму показана на рисунку 4.6, а на рисунку 4.7 приведена її розрахункова схема.

При обертанні головного валу за годинниковою стрілкою уповільнення швидкості повзуна забезпечується на ділянці від точки 3 до точки 0. Обидва наведені механізми забезпечують приблизно однаковий характер руху витяжного повзуна. При цьому шестиланковий механізм, показаний на рисунку 4.7, має набагато простішу, і більш надійну схему, що відповідає всім вимогам технологічного процесу і умовам функціонування механізму.

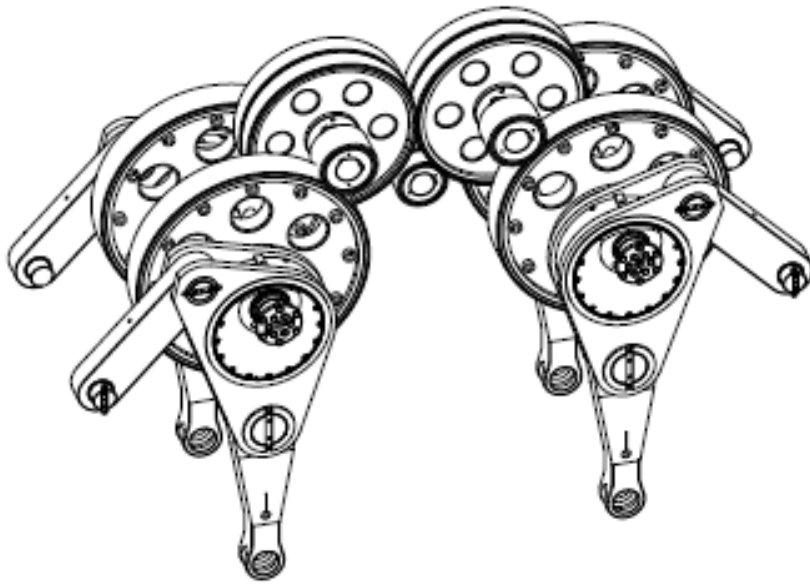


Рисунок 4.5 - Основні параметри шестиланкового механізму витяжного повзуна

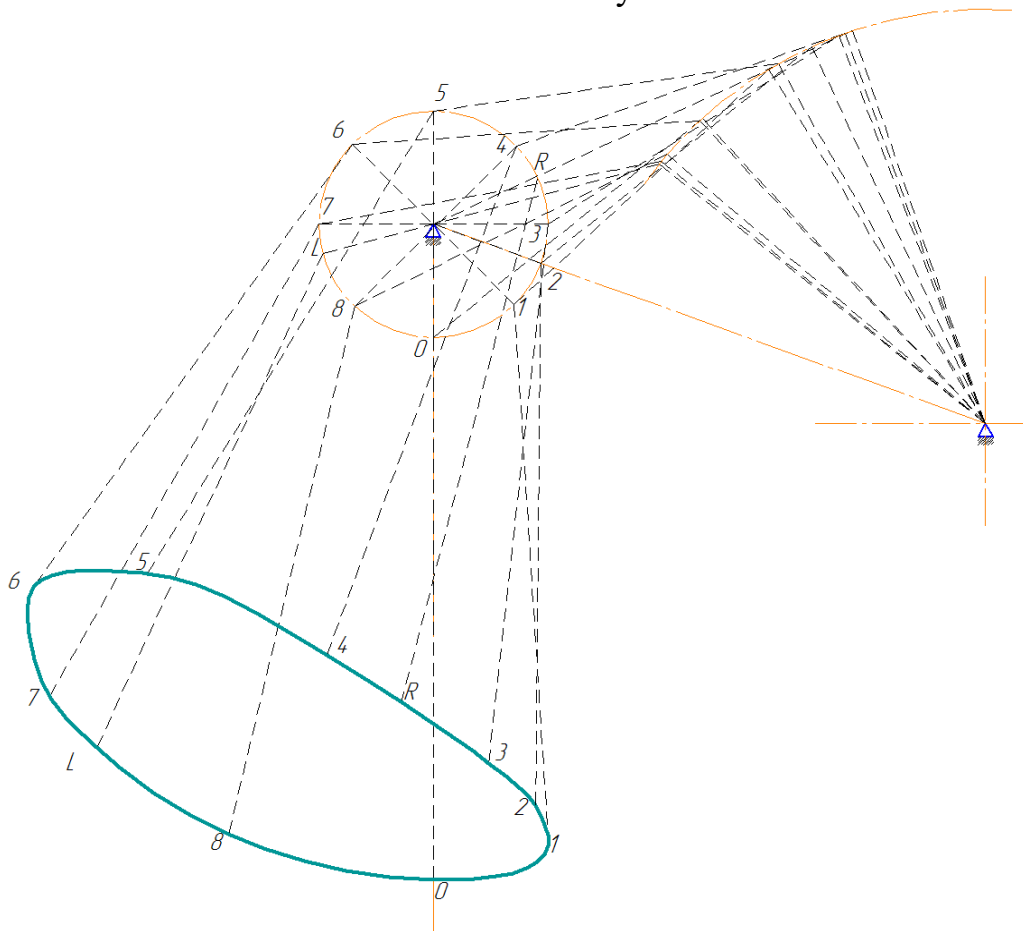


Рисунок 4.6 - Крива шатуна шестиланкового механізму внутрішнього повзуна витяжних пресів

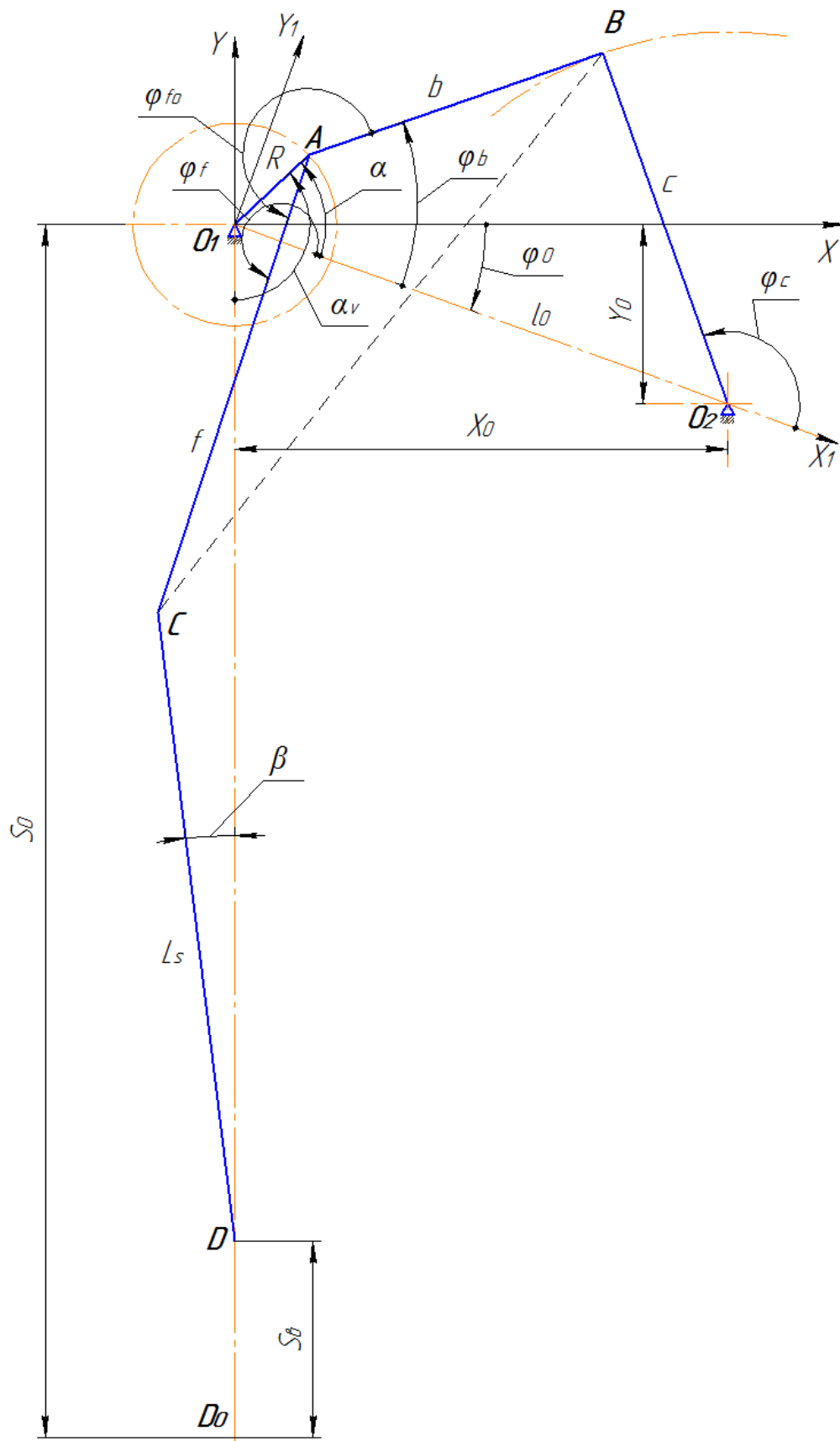


Рисунок 4.7 - Розрахункова схема шестиланкового механізму внутрішнього повзуна витяжних пресів

Багатоланкові механізми, використовувані в пресах для холодного об'ємного штампування, для холодного видавлювання та для чистової вирубки вони повинні забезпечувати уповільнення швидкості повзуна при робочому ході. Однак тут завдання спрощується тим, що потрібно практично тільки зниження швидкості контакту інструменту і заготовки. З огляду на, що величина робочого ходу повзуна в таких пресах приблизно на порядок менше, ніж в пресах для витяжки, вирівнювання швидкості повзуна практично не відбувається, і він після контакту інструменту з заготовкою продовжує уповільнений рух до крайнього положення. Необхідний закон руху частково забезпечується кривошипно-колінним механізмом, який використовується в пресах для видавлювання. Для задоволення більш суворих технологічних вимог в пресах для видавлювання і чистової вирубки використовуються вже складніші важільні механізми.

4.2 Аналітична кінематика шестиланкового механізму витяжного повзуна

Одним з поширених механізмів витяжного повзуна є шестиланковий важільний механізм, який використовується в пресах провідних фірм "Aida" (Японія), "Clearing" (США) та ін. Практична реалізація такого механізму показує простоту його конструкції, надійність і, головне, достатнє задоволення вимог технологічного процесу у відношенні швидкості повзуна в період робочого ходу. Однак спроби створення пресів зазначеної структурної схеми з іншими технічними параметрами призводять до конструктивних проблем, пов'язаних з відсутністю теоретичних досліджень по синтезу та аналізу подібних механізмів. Вибір параметрів механізму виробляється або за даними аналогічних конструкцій пресів з іншими технічними характеристиками, або наближеними методами, наприклад, графічним. Цілком очевидно, що параметри синтезованого механізму в загальному випадку виявляються не завжди оптимальними в сенсі забезпечення найбільшого кінематичного ефекта.

Головний виконавчий механізм витяжного преса являє собою поєднання двох простих механізмів (рис. 4.7), перший з яких представляє собою звичайний

чотирихланковий механізм кривошипного пресу. До шатуну цього механізму приєднана трьохшарнірна дияда, яка уявляє собою другий шатун CD і повзун D . Кінематичний ефект досягається за рахунок того, що шарнір C , розташований на шатуні AB першого механізму, здійснює рух по спеціальній траєкторії. При визначенні цих положень механізму на певній ділянці повороту ведучого кривошипа O_1A забезпечується рух повзуна зі швидкістю, близькою до сталої.

Кінематичний аналіз першого чотирихланкового механізму розглянуто в параграфі 3.2.2. В системі координат $X_1 O_1 Y_1$, коли вісь X_1 спрямована по лінії центрів O_1O_2 , кутові положення ланок AB і O_2B визначаються залежностями

$$\varphi_b = \pi(Z-1) + \varphi_s - Z \arccos \frac{l_s^2 + b^2 - c^2}{2l_s b}, \quad (4.1)$$

$$\varphi_c = \pi(Z-1) + \varphi_s - Z \arccos \frac{b^2 - c^2 - l_s^2}{2l_s c} \quad (4.2)$$

Параметр Z , що визначає варіант збірки механізму, в даному випадку $Z = -1$.

При відомому положенні шатуну AB координати точки C приєднання другого шатуну CD визначаються довжиною f ланки AC і кутом нахилу φ_{f0} ланки AC щодо осі шатуну AB . У прийнятій системі координат $X_1 O_1 Y_1$ знаходиться

$$\left. \begin{aligned} x_{c1} &= x_A + f \cos(\varphi_b + \varphi_{f0}) \\ y_{c1} &= y_A + f \sin(\varphi_b + \varphi_{f0}) \end{aligned} \right\}$$

Переходячи в основну систему координат $X O_1 Y$, т. Е. Виконуючи п проворот осей координат на кут φ_{f0} , знаходимо

$$\left. \begin{aligned} x_{c0} &= x_{c1} \cos \varphi_{f0} - y_{c1} \sin \varphi_{f0} \\ y_{c0} &= x_{c1} \sin \varphi_{f0} + y_{c1} \cos \varphi_{f0} \end{aligned} \right\} \quad (4.3)$$

Система рівнянь (4.3) являє собою параметричне рівняння шатунної кривої, що описується точкою C . При відомих координатах точки C , переміщення повзуна від крайнього нижнього положення визначається по формулі

$$S_p = (R + f + L_s) \cos \beta_0 + y_{c0} - L_s \cos \beta, \quad (4.4)$$

де L_s - довжина другого шатуна;

β, β_0 - поточний кут нахилу шатуна CD і кут нахилу шатуна в крайньому нижньому додатку

$$\beta = \arcsin \frac{y_{c0}}{L_s}, \quad \beta_0 = \arcsin \left(\frac{E}{R + f + L_s} \right), \quad (4.5)$$

E - дезаксіал другого механізму (див. Малюнок 4.7).

Залежність (4.4) є функцією положення механізму і визначає залежність між координатами ведучого і веденого ланок механізму. Перша і друга похідні функції положення по координаті провідної ланки є першою AV і другим AJ передавальними функціями механізму. Диференціюючи двічі залежність (4.4), находимо

$$AV = \frac{dS_p}{d\alpha} = y'_{c0} + L_s \sin \beta \cdot \beta'. \quad (3.6)$$

$$AJ = \frac{d^2 S_p}{d\alpha^2} = y''_{c0} + L_s [\cos \beta (\beta')^2 + \sin \beta \cdot \beta''] \quad (3.7)$$

Похідні координат точки C знаходяться за наступними залежностями

$$\begin{aligned}
x'_{c0} &= x'_c \cos \varphi_0 - y'_c \sin \varphi_0; & y'_{c0} &= x'_c \sin \varphi_0 + y'_c \cos \varphi_0; \\
x'_c &= -R \sin \alpha - f \sin(\varphi_b + \varphi_{f0}) \varphi'_b; & y'_c &= R \cos \alpha + f \cos(\varphi_b + \varphi_{f0}) \varphi'_b; \\
x''_{c0} &= x''_c \cos \varphi_0 - y''_c \sin \varphi_0; & y''_{c0} &= x''_c \sin \varphi_0 + y''_c \cos \varphi_0; \\
x''_c &= -R \cos \alpha - f \left[\cos(\varphi_b + \varphi_{f0}) (\varphi'_b)^2 + \sin(\varphi_b + \varphi_{f0}) \varphi''_b \right]; \\
y''_c &= -R \sin \alpha + f \left[\cos(\varphi_b + \varphi_{f0}) \varphi''_b - \sin(\varphi_b + \varphi_{f0}) (\varphi'_b)^2 \right]
\end{aligned}$$

Похідні кута β визначаються після диференціювання першого виразу (4.5)

$$\beta' = \frac{x'_{c0}}{L_s \cos \beta}; \quad \beta'' = \frac{1}{\cos \beta} \left(\frac{x''_{c0}}{L_s} + \sin \beta \cdot (\beta')^2 \right).$$

Похідні координати φ_b визначаються за формулами

$$\begin{aligned}
\varphi'_b &= \frac{-R \sin(\alpha - \varphi_c)}{b \sin(\varphi_b - \varphi_c)}; & \varphi'_c &= \frac{R \sin(\alpha - \varphi_b)}{c \sin(\varphi_c - \varphi_b)}; \\
\varphi''_b &= \frac{R \cos(\alpha - \varphi_c) - c(\varphi'_c)^2 + b(\varphi'_b)^2 \cos(\varphi_b - \varphi_c)}{-b \sin(\varphi_b - \varphi_c)}.
\end{aligned}$$

Залежності (4.4), (4.6) і (4.7) однозначно визначають кінематичні характеристики механізму в залежності від його геометричних параметрів, дають можливість оцінки його властивостей і служать теоретичною основою для оптимізаційного параметричного синтезу.

Координатою вхідної ланки є кут повороту α , відлічуваний від позитивного напрямку осі O_1X_1 проти годинникової стрілки. Координатою вихідної ланки є переміщення повзуна S_p , що відраховується від крайнього нижнього положення проти руху повзуна. Допоміжна вісь O_1X_1 повернута відносно основної осі O_1X на кут φ_0 . При аналізі кінематики механічних пресів кут відліку повороту головного валу приймається від лінії переміщення повзуна проти руху кривошипа.

В такому випадку розрахунковий кут повороту кривошипа O_1A визначається за формулою

$$\alpha_v = \frac{\pi}{2} + \alpha + \varphi_0 \quad (4.8)$$

4.3 Аналітична кінематика восьмиланкового механізму витяжного повзуна

У сучасних конструкціях спеціалізованих пресів знаходять застосування восьмиланкові важільні механізми, одним з яких є виконавчий механізм, який використовується в пресах фірм "Hitachi" (Японія), "Schuler" (ФРН). Аналіз структурної схеми механізму і порівняння з іншими структурними схемами, показує необхідність всебічного кінематичного і динамічного аналізу з метою визначення раціональної комбінації параметрів, що забезпечують задоволення технологічних вимог і визначення області раціонального використання.

Головний виконавчий механізм витяжного преса є поєднанням трьох механізмів (рис. 4.3), перший з яких представляє собою звичайний чотирьох ланковий механізм кривошипного виконання. На відомій ланці цього механізму (шарнір C) приєднана трьохшарнірна двохланкова діада, що складається з важелів CD і DE . Шарнір E ланки DE розташований на провідному кривошипі першого механізму. Таким чином, другий механізм представляє собою також чотирьох ланковий механізм O_2CDEO_1 і має два ступеня рухливості W при 4 рухомих ланках і 5 кінематичних парах V класу $W = 3 \cdot n + 2 \cdot p_v = 3 \cdot 4 - 2 \cdot 5 = 2$. Зайва ступінь рухливості усувається тим, що рух ланки O_1E задано для першого механізму і визначено координатою α_1 . Діада важелів CD і DE через трьохплечий важіль DEF з'єднана з третім механізмом, що складається з шатуна FG і повзуна G , що є робочим органом механізму.

Кінематичний ефект розглянутого механізму забезпечує те, що шарнір F здійснює рух по спеціальній траєкторії і при певних положеннях механізму на робочій ділянці повороту ведучого кривошипа O_1A забезпечує рух повзуна зі швидкістю, близькою до постійної.

Координатою вхідної ланки є кут повороту α_1 , відлічуваний від позитивного напрямку осі O_1X_1 проти годинникової стрілки. Координатою вихідної ланки є

переміщення повзуна S_p , що відраховується від крайнього нижнього положення проти руху повзуна. Допоміжна вісь O_1X_1 повернута відносно основної осі O_1X на кут φ_0 . При аналізі кінематики механічних пресів кут відліку повороту головного валу приймається від лінії переміщення повзуна проти руху кривошипа. В такому випадку розрахунковий кут поворота кривошипа O_1A визначається за формулою (4. 8).

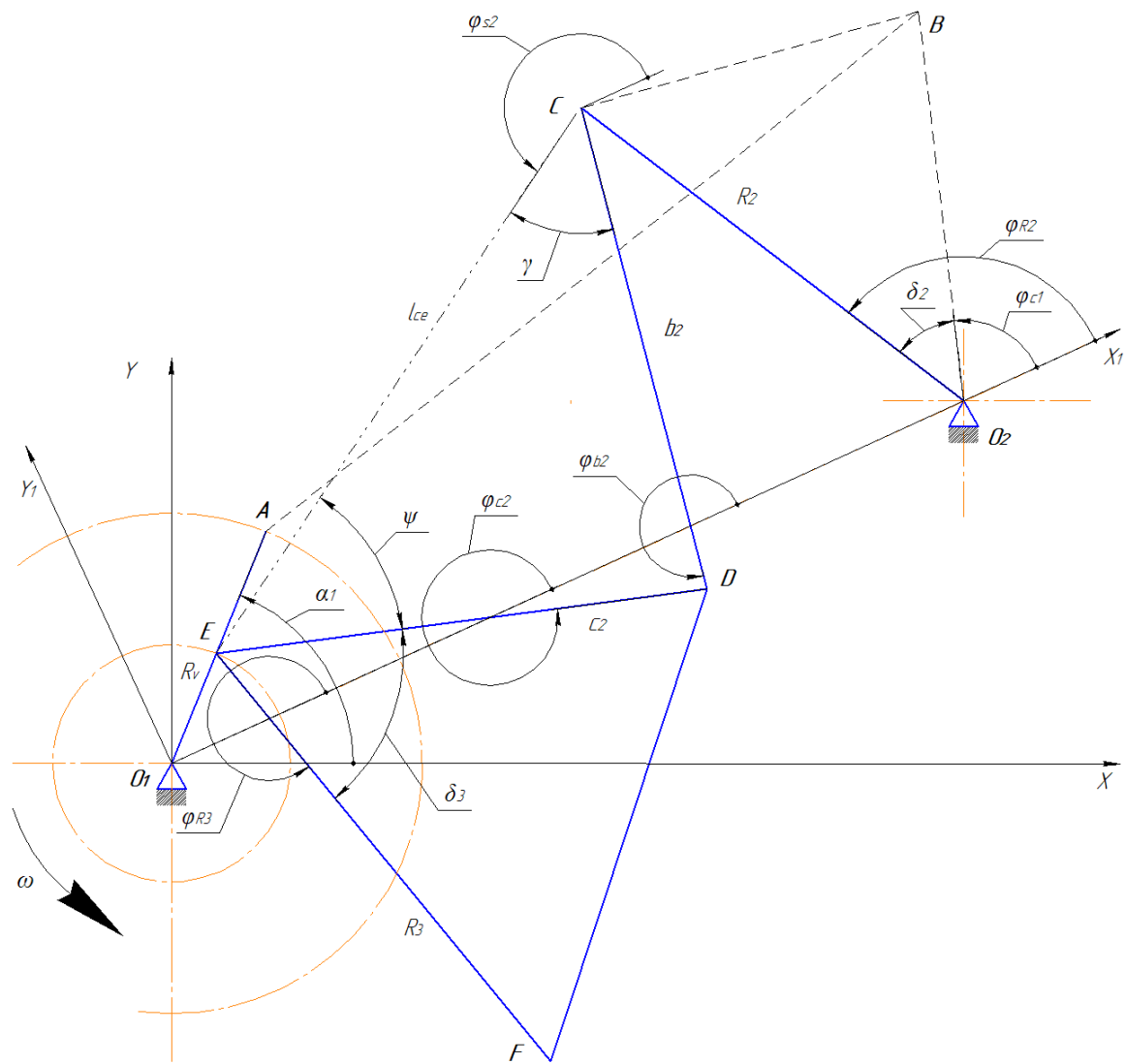


Рисунок 4.8 - Розрахункова схема 2-го механізму

Кінематичний аналіз складеного механізму розглядається послідовно для кожної складової механізму. Всі розміри ланок механізму, в тому числі і кутові, показані на рисунку 4.8, вважаємо заданими.

Аналіз першого чотирьохланкового механізму розглянуто в параграфі 3.2.2 і аналогічний шостиланковому механізму, розглянутому в параграфі 4.2.

при відомому кутовому положенні ланки O_2B координата ланки O_2C визначається кутом δ_2 двохплечого важеля BO_2C $\varphi_{R_2} = \varphi_{c1} + \delta_2$. Тоді координати шарніра C в системі координат X_1O_1 будуть (рис. 4.8)

$$\left. \begin{aligned} x_c &= l_0 + R_2 \cos \varphi_{R_2}; \\ y_c &= R_2 \sin \varphi_{R_2}. \end{aligned} \right\} \quad (4.9)$$

У тій же системі координат положення точки E визначається як

$$\left. \begin{aligned} x_e &= R_v \cos \alpha_1; \\ y_e &= R_v \sin \alpha_1. \end{aligned} \right\} \quad (4.10)$$

З трикутника CDE при відомих координатах шарнірів C і E і визначаючих розміри важелів CD і DE знаходимо

$$l_{cd} = \sqrt{(x_c - x_e)^2 + (y_c - y_e)^2}.$$

По теоремі косинусів визначаються значення кутів γ і ψ

$$\gamma = \arccos \frac{b_2^2 + l_{ce}^2 - c_2^2}{2b_2l_{ce}},$$

$$\psi = \arccos \frac{c_2^2 + l_{ce}^2 - b_2^2}{2c_2l_{ce}}.$$

Тоді значення кутів φ_{c2} ш φ_{b2} , які визначають положення ланок CD і DE будуть

$$\varphi_{c2} = \pi + \varphi_{s2} - \psi;$$

$$\varphi_{b2} = \varphi_{s2} + \gamma.$$

Тут φ_{s2} - кут нахилу лінії AC щодо осі X_1

$$\varphi_{s2} = \pi + \arctan \frac{y_c - y_e}{x_c - x_e}.$$

Таким чином, координати точок шарнірів D і F будуть

$$\left. \begin{aligned} x_d &= x_c + b_2 \cos \varphi_{b2}; \\ y_d &= y_c + b_2 \sin \varphi_{b2}. \end{aligned} \right\}$$

$$\left. \begin{aligned} x_f &= x_e + R_3 \cos \varphi_{R3}; \\ y_f &= y_e + R_3 \sin \varphi_{R3}. \end{aligned} \right\} \quad (4.1 \ 1)$$

кут φ_R для важеля EF визначається як $\varphi_{R3} = \varphi_{c2} - \delta_3$.

При відомих координатах точки шарніра F функція підлогу про вання третього механізму визначається в основній системі координат XO_1Y , прийнятої при аналізі кінематики механічних пресів. Напрямок переміщення повзуна S_p визначається від його крайнього нижнього положення (точка G_0), а кут повороту α_v ведучого кривошипа - від вертикальної осі, що проходить через центр Шарніра O_1 проти його руху

$$\alpha_v = \frac{3\pi}{2} - \varphi_0 - \alpha_1 \quad (4.1 \ 2)$$

Координати точки F представляють в основній системі координат

$$\left. \begin{aligned} x_{f0} &= x_f \cos \varphi_0 - y_f \sin \varphi_0, \\ y_{f0} &= x_f \sin \varphi_0 + y_f \cos \varphi_0. \end{aligned} \right\} \quad (4.1 \ 3)$$

Система рівнянь (4.13) представляє собою параметричне рівняння шатуної кривої, що описується точкою F .

Кут нахилу β шатуна визначається як

$$\beta = \arcsin \frac{\Delta x_f}{L_s} \quad (4.14)$$

де Δx_f - зміщення точки F по осі $O_1 X$

$$\Delta x_f = x_{f0} - E$$

Дезаксіал E приймається з відповідним знаком. При зміщенні траєкторії повзуна в напрямку обертання головного валу дезаксіал приймається позитивним, в іншому випадку - негативним.

Переміщення повзуна, що є функцією положення механізму, визначається

$$\text{як } S_p = S_0 + y_{f0} - L_s \cos \beta \quad (4.15)$$

де S_0 - відстань точки крайнього нижнього положення від осі $O_1 X$

$$S_0 = (R_v + R_3 + L_s) \cos \beta_0;$$

$$\beta_0 = \arcsin \frac{-E}{R_v + R_3 + L_s}.$$

Передавальні функції механізму являють собою першу і другу похідні функції положення (4.15) по координаті α_1 провідної ланки

$$AV = \frac{\partial S_p}{\partial \alpha_1} = \frac{\partial y_{f0}}{\partial \alpha_1} - L_s \frac{\partial \beta}{\partial \alpha_1} = y'_{f0} + L_s \sin \beta \cdot \beta' \quad (4.16)$$

$$AJ = \frac{\partial^2 S_p}{\partial \alpha_1^2} = y''_{f0} + L_s [\sin \beta \cdot \beta'' + \cos \beta \cdot (\beta')^2] \quad (4.17)$$

Тут і далі штрихами позначені відповідно перша і друга похідні змінних координаті α_1 .

Похідні змінних по координаті α_1 визначаються диференціюванням відповідних виразів в рівняннях (4.49), (5.11) і (4.13). З урахуванням того, що $\varphi'_{R3} = \varphi'_{c2}$; $\varphi''_{R3} = \varphi''_{c2}$, знаходимо

$$\begin{aligned}
x'_{f0} &= x'_f \cos \varphi_0 - y'_f \sin \varphi_0; & y'_{f0} &= x'_f \sin \varphi_0 + y'_f \cos \varphi_0; \\
x'_f &= x'_e - R_3 \sin \varphi_{R3} \varphi'_{c2}; & y'_f &= y'_e + R_3 \cos \varphi_{R3} \varphi'_{c2}; \\
x'_e &= -R_v \sin \alpha_1; & y'_e &= R_v \cos \alpha_1; \\
x''_{f0} &= x''_f \cos \varphi_0 - y''_f \sin \varphi_0; & y''_{f0} &= x''_f \sin \varphi_0 + y''_f \cos \varphi_0; \\
x''_f &= -R \cos \alpha_1 - R_3 \left[\cos \varphi_{R3} (\varphi'_{c2})^2 + \sin \varphi_{R3} \varphi''_{c2} \right]; \\
y''_f &= -R \sin \alpha_1 + R_3 \left[\cos \varphi_{R3} \varphi''_{c2} - \sin \varphi_{R3} (\varphi'_{c2})^2 \right]
\end{aligned}$$

передавальні функції і другого механізму визначені методом замкнутого векторного багатокутника O_1EDCO_2 .

$$\varphi'_{c2} = \frac{R_2 \sin(\varphi_{R2} - \varphi_{b2}) \cdot \varphi'_{c1} - R_v \sin(\alpha_1 - \varphi_{b2})}{c_2 \sin(\varphi_{c2} - \varphi_{b2})},$$

$$\varphi''_{c2} = \frac{F_1 - F_2}{c_2 \sin(\varphi_{c2} - \varphi_{b2})},$$

$$\text{де } \varphi'_{b1} = \frac{-R_1 \sin(\alpha_1 - \varphi_{c1})}{b_1 \sin(\varphi_{b1} - \varphi_{c1})}; \quad \varphi'_{c1} = \frac{R_1 \sin(\alpha_1 - \varphi_{b1})}{c_1 \sin(\varphi_{c1} - \varphi_{b1})}.$$

$$\begin{aligned}
F_1 &= R_2 \left[\sin(\varphi_{R2} - \varphi_{b2}) \cdot \varphi''_{c1} + \cos(\varphi_{R2} - \varphi_{b2}) \cdot (\varphi'_{c2})^2 \right]; \\
F_2 &= R_v [\cos(\alpha_1 - \varphi_{b2})] + c_2 \cdot \cos(\varphi_{c2} - \varphi_{b2}) \cdot (\varphi'_{c2})^2 - b_2 (\varphi'_{b2})^2.
\end{aligned}$$

Похідні кута β визначаються після дворазового диференціювання виразу (4.14) по координаті α_1

$$\beta' = \frac{x'_{f0}}{L_s \cos \beta}; \quad \beta'' = \frac{1}{\cos \beta} \left(\frac{x''_{f0}}{L_s} + \sin \beta \cdot (\beta')^2 \right).$$

Залежності (4.15), (4.16) і (4.17) однозначно визначають кінематичні характеристики механізму в залежності від його геометричних параметрів, дають

можливість оцінки його властивостей і служать теоретичною основою для оптимізаційного параметричного синтезу.

4.4 Параметричний синтез головних виконавчих механізмів спеціалізованих пресів

За умовами забезпечення найкращих умов пластичного деформування заготовки при глибокій витяжці необхідно забезпечити задоволення певних вимог щодо швидкості повзуна. Існує ряд обмежень на конструктивні параметри механізму. Створення нових конструкцій пресів вимагає розробки нових методів синтезу параметрів виконавчого механізму, що задовольняють встановлені конструктивні і технологічні вимоги. Розвиток математичних методів оптимізації дає можливість більш повного відображення в математичній моделі всіх умов синтезу та визначення оптимального глобального рішення в заданій області параметрів.

Зміст і алгоритм оптимізаційного параметричного синтезу механізму витяжного повзуна є інваріантними по відношенню до структури механізму і формі функції положення і передавальних функцій. Тому подальші всі питання розглянуті на прикладі шестиланкового механізму витяжного повзуна, розглянутого в п. 4.2.

Параметри механізму $x_i (i = 1...8)$ суть геометричні розміри ланок R, b, c, f, L_s , кут φ_{f0} між важелями AB і AC , а також розміри, що визначають взаємне положення опор X_0 і Y_0 . Будь-які із зазначених параметрів можуть призначатися проектувальником виходячи з умов компоновки, умов необхідної міцності або жорсткості і тоді вони представляють собою т. зв. *призначувані параметри*. Якщо умови синтезу, що мають форму рівнянь, дозволяють обчислити одні параметри через інші, такі параметри є такими *які обчислюються*. Всі інші параметри можуть приймати будь-які значення в області допустимих рішень, є *вільними* (варійованими) і як це буде визначено в результаті синтезу. Нижче показано, що умова раціонального розташування ланок механізму в крайньому нижньому положенні дає можливість визначення кута φ_{f0} через інші параметри. Тоді параметр φ_{f0} стає обчислюваним і може бути виключений з аналізу, якщо задовольняється зазначена умова розташування ланок.

Бажаними умовами синтезу зазвичай є обмеження, що накладаються на варійовані параметри по конструктивним умовам, а також обмеження кутів тиску.

Все варійовані параметри механізму можуть набувати значень з зазначеного діапазону

$$G_1 = \{x_{in} \leq x_i \leq x_{iv}\}, (i = 1 \dots 8) \quad (4.18)$$

де x_i - початкове наближення i -го параметра;

x_{in}, x_{iv} - відповідно нижнє і верхнє допустиме значення i -го параметра, встановлені за конструктивними умовами.

Вираз (4.18) є першою бажаною умовою синтеза.

У загальному випадку будь-яке граничне значення параметра (x_{in} або x_{iv}) може бути відсутнім, тобто будь-який параметр може бути необмежений знизу або зверху. У цьому завданні всі параметри, крім Y_0 задовольняють умові $x_{in} \geq 0$.

Значення деяких параметрів можуть задаватися конструктором виходячі з умов конструювання інших вузлів і деталей преса, наприклад, розміщення зубчастих передач, обмеження вертикальних і горизонтальних розмірів приводу, станини або повзуна і т. ін. Значення інших параметрів в загальному випадку є вільними, однак повинні відповідати всім іншим умовам синтезу, тобто повинні знаходитися в області допустимих рішень Ω .

Бажаною умовою синтезу є умова забезпечення допустимих кутів передачі в кінематичних парах C і D . Кут передачі γ_3 в шарнірі C повинен задовольняти наступній нерівності

$$\gamma_0 \leq \gamma_{C(D)} \leq \pi - \gamma_0 \quad (4.19)$$

при всіх $\alpha \in [0, 2\pi]$. Тут γ_0 - допустимий кут передачі. При холостому ході величина γ_0 приймається більше 45° , а при робочому - більше 75° [70].

Область Ω параметрів механізму, в межах якої механізм існує в заданій збірці, а кути передачі задовольняють обмеження (4.19) визначається наступними нерівностями

$$G_2 = \left\{ \begin{array}{l} (L_0 - R_v)^2 \geq b^2 + c^2 - 2bc \cdot \cos \gamma_0, \\ (L_0 + R_v)^2 \geq b^2 + c^2 + 2bc \cdot \cos \gamma_0, \\ x_{c0} \leq L_s \cos \gamma_0. \end{array} \right. \quad (4.20)$$

Тут x_{c0} - координата шарніра C в системі координат XO_1Y .

Попередні розрахунки механізму показують, що умови (4.20) виконуються практично на всьому інтервалі $\alpha \in [0, 2\pi]$. Кут передачі γ_D в шарнірі D завжди більше 50° . Тільки при наближенні повзуна до крайнього верхнього положення величина кута передачі γ_C досягає значення $55...65^\circ$.

Обов'язковою умовою синтезу є умова існування механізму. Умова існування першого механізму як чотирьох ланкового механізму кривошипного типу полягає в задоволенні нерівності

$$G_3 = \left\{ \begin{array}{l} L_0 + R_v < b + c, \\ L_0 - R_v > |b - c|, \end{array} \right. \quad (4.21)$$

де L_0 - відстань між центрами опор, яка визначається розмірами X_0 і Y_0

$$G_3 = \left\{ \begin{array}{l} L_0 + R_v < b + c, \\ L_0 - R_v > |b - c|, \end{array} \right\}.$$

Головна умова синтезу даного механізму полягає в тому, що він повинен із заданою точністю відтворювати заданий рух робочого органу. В даному випадку ця умова полягає в тому, щоб задовольнялися, щонайменше, три вимоги щодо швидкості повзуна.

Перша вимога полягає в тому, що на ділянці робочого ходу швидкість повзуна не повинна перевищувати деяке допустиме значення $[V]$, залежне від механічних властивостей оброблюваного металу, форми і розмірів виробу і типу преса. Дійсна швидкість V_g повзуна і перша передавальна функція AV механізму пов'язані ставленням $V_g = \omega \cdot AV$, де ω - кутова швидкість ведучого кривошипа O_1A . Зіставлення варіантів синтезу проводиться за умови сталості швидкості ω і тоді має обмежуватися значення передавальної функції AV . З кінематичного аналізу механізму випливає, що на ділянці робочого ходу максимальне значення передавальної функції O_1A складає

$$AV_{\max} = K_{v \max} \cdot S_{\max} \quad , (4.22)$$

де $K_{v \max}$ - коефіцієнт максимальної швидкості (див. 4.5);

$S_{\max}$ - максимальне переміщення витяжної повзуна.

Тоді перша вимога є обов'язковою умовою синтезу у вигляді нерівності

$$G_4 = \{AV \leq [AV] = K_{v \max} S_{\max} \} \quad (4.23)$$

Друга вимога полягає в тому, що для підвищення стійкості інструменту, підвищення пластичності металу і зниження ймовірності його розривів швидкість початку робочого ходу V_{np} повинна бути, по можливості, менше максимальної швидкості $AV_{\max}$, а потім після початку процесу деформації вона може зростати до величини $[V]$. В роботі [143] рекомендується величину швидкості V_{np} приймати $(0,4-0,6) [V]$. Однак попередні теоретичні розрахунки показують, що ні за яких комбінацій параметрів проектного механізму не може забезпечуватися виконання такої умови, при одночасному виконанні умови (4.21). При задоволенні всіх інших умов синтезу значення швидкості V_{np} не може бути менше $0,7 \dots 0,9$ максимальної швидкості $V_{\max}$. Тоді третя обов'язкова умова синтезу представляється у вигляді нерівності

$$G_4 = \{AV \leq [AV] = K_{v \max} S_{\max} \} \quad , (4.24)$$

де K_{vnp} - коефіцієнт зниження початкової швидкості витяжки, $K_{vnp} = 0,7 \dots 1$.

Обов'язковою умовою синтезу є забезпечення заданого максимального переміщення $S_{\max}$ витяжного повзуна

$$G_6 = \{S_e(\alpha_{\max}) = S_{\max}\} \quad (4.25)$$

Кут $\alpha_{\max}$, що відповідає максимальному переміщенню повзуна, тобто його крайньому верхньому положенню, визначається як кут, відповідний максимуму функції положення $S_e(\alpha)$.

Третя головна вимога синтезу полягає в тому, що на ділянці робочого ходу, або на більшій його частині, бажано забезпечити постійну швидкість повзуна. При заданому інтервалі робочого ходу $\alpha_p \geq 50^\circ$ досягти абсолютної сталості швидкості неможливо, тому мова йде про допустиме відхилення швидкості V_e від деякого постійного значення, наприклад швидкості $V_{\max}$ на ділянці робочого ходу, визначається кутами початку α_{np} і кінця α_{kp} процесу штампування. Визначення умови синтезу в формі середнього арифметичного або середньоквадратичного відхилення швидкості V_e від величини $V_{\max}$ є неприпустимими, тому що в цьому випадку порушується умови (4.23) і (4.24). У найкращій мірі відхилення швидкості від постійного значення характеризується відношенням

$$K_{vz} = \frac{I_{vz}}{S_{vz}} \quad , \quad (4.26)$$

де I_{vz} - площа, обмежена графіком першої передавальної функції і віссю абсцис;

S_{vz} - площа прямокутника $abcd$ (рис. 4.9).

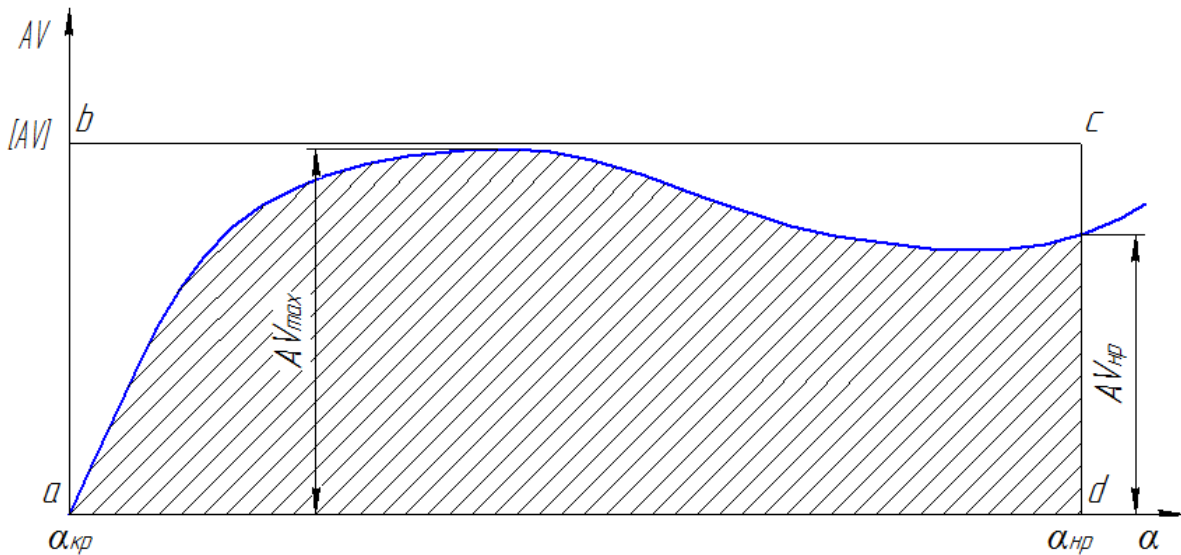


Рисунок 4.9 - Визначення цільової функції

Ставлення (4.26) назовемо *коефіцієнтом заповнення* графіка швидкості на ділянці робочого ходу. Очевидно, що при $K_{vz} \rightarrow 1$ швидкість повзуна V_6 , а значить і передавальна функція AV , прагнуть до постійного значення. З умови (4.24), а також з того, що при наближенні до кінця робочого ходу відбувається поступове зниження величини AV , слід, що $K_{vz} \leq 1$ при будь-яких параметрах механізму. У завданнях оптимізації зазвичай визначають мінімум цільової функції, тому третя умова синтезу записується в наступному виді

$$F_z = 1 - K_{vz} \rightarrow \min \quad (4.27)$$

З огляду на ступінь важливості, остання умова (4.27) приймається як цільова функція синтезу, а дві інші умови (4.23) і (4.24) відносяться до обов'язкових умов.

Прямокутник $abcd$ відповідає граничному характеру зміни швидкості повзуна на робочій ділянці. Ширина прямокутника визначається тривалістю ділянки робочого ходу ($\alpha_{np} - \alpha_{kp}$), а його висота дорівнює допустимому значенню першої передавальної функції $[AV]$ за умовою (4.23). Тоді величина S_{vz} буде дорівнювати

$$S_{vz} = [AV] \cdot (\alpha_{np} - \alpha_{kp})$$

Кут закінчення процесу деформації $\alpha_{кр}$ відповідає крайньому нижньому положенню витяжного повзуна. При оптимальному варіанті параметрів механізму це відповідає положенню, коли кривошип O_1A , ланка AC і шатун CD розташовуються на одній лінії. Такий стан ланок обумовлено прагненням зменшити навантаження на механізм, зменшити крутний момент на головному валу і втрати енергії на тертя. В такому випадку кут φ_0 визначається з умови

$$\varphi_{f0} = \frac{3\pi}{2} - \varphi_b(\alpha_0) - \varphi_0, \quad (4.28)$$

де $\varphi_b(\alpha_0)$ - кут нахилу ланки AB щодо осі O_1X_1 при нижньому положенні кривошипа, тобто при $\alpha = \alpha_0 = \frac{3\pi}{2} - \varphi_0$;

φ_0 - кут нахилу лінії центрів опор ($\varphi_0 < 0$).

Тоді кут $\alpha_{кр}$ визначається, як $\alpha_{кр} = \alpha_0 - 2\pi$ і при оптимальних значеннях параметрів практично відповідає крайньому нижньому положенню повзуна.

Вираз (4.28) є умовою синтезу, яке дає можливість обчислити параметр φ_0 через інші параметри механізму, тобто переводить параметр φ_0 в ранг обчислюваних параметрів. Таким чином, число вільних параметрів q_i скорочується до 7.

Начало процесу деформації визначається значенням переміщення S_p повзуна на ділянці робочого ходу. При заданому значенні S_p кут $\alpha_{кр}$ початку процесу деформації визначається як рішення алгебраїчного рівняння

$$S_s(\alpha) - S_p = 0 \quad (4.29)$$

Найбільша величина робочого ходу S_p витяжного повзуна спеціалізованих витяжних пресів подвійної дії становить

$$S_p = K_{sp} \cdot S_{\max} \quad (4.30)$$

де K_{sp} – коефіцієнт величини робочого ходу (див. 4.5).

При відомому значенні кута $\alpha_{нр}$ з рівняння (4.29) значення передатної функції $AV_{нр}$ на початку робочого ходу визначається як $AV(\alpha_{нр})$.

Площа I_{vz} обмежена графіком першої передавальної функції і віссю абсцис при відомому діапазоні кута повороту головного валу на ділянці робочого ходу $\alpha \in [\alpha_{нр}, \alpha_{кр}]$ знаходиться як певний інтеграл першої передавальної функції

$$I_{vz} = \int_{\alpha_{ні}}^{\alpha_{кі}} AV(\alpha) \cdot d\alpha.$$

Межі інтегрування відповідно рівні: $\alpha_{ні} = \alpha_{кр}$, $\alpha_{кі} = \alpha_{нр}$.

Таким чином, завдання синтезу, що складається в мінімізації функції мети (4.27) при одночасному виконанні умов (4.18 (4.20), (4.21), (4.23) - (4.25) являє собою задачу нелінійної однокритерійним багатопараметричної умовної оптимізації, вирішення якої можливе спеціальними методами, наприклад методом деформованого багатогранника (метод Бокса), методом сполучених градієнтів та ін. [44, 80].

4.5 Результати оптимізаційного синтезу і оцінка функціональних можливостей механізмів витяжного повзуна

Кінематичний аналіз розглянутих механізмів для приводу витяжного повзуна пресів показує, що в цілому вони задовольняють вимогам технологічного процесу за умовою зміни швидкості повзуна. Забезпечується основне функціональне призначення механізму, як виконавчого органу преса для глибокої витяжки – на ділянці робочого ходу забезпечується практично постійна або близька до неї швидкість руху повзуна.

Рішення завдання параметричного оптимізаційного синтезу виконане з використанням методу сполучених градієнтів. Як приклад на рисунку 4.10 показані результати розрахунку кінематичних параметрів восьмиланкового механізму витяжного пресу номінальним зусиллям 8 МН.

На рисунку 4.11 показані результати розрахунку кінематичних параметрів шестиланкового механізму витяжного преса S4S4-10000/4500x2300/LD номінальним зусиллям 10 МН фірми "Aida" (Японія). Для порівняння на рисунках приведені відповідні характеристики кривошипно-ползунного механізму (показані штриховими лініями і позначеними індексом "k") який має такий же максимальний хід повзуна, що і механізми які розглядаються. Кутова швидкість ω кривошипа у всіх розрахунках прийнята постійною і рівною 1 рад/с.

З малюнків, перш за все, слід, що при будь-якому куті початку робочого ходу перша передавальна функція кривошипно-повзунного механізму завжди набагато більше швидкості повзуна розглянутих багатоланкових механізмів, що є першою перевагою і відмінною ознакою розглянутих механізмів.

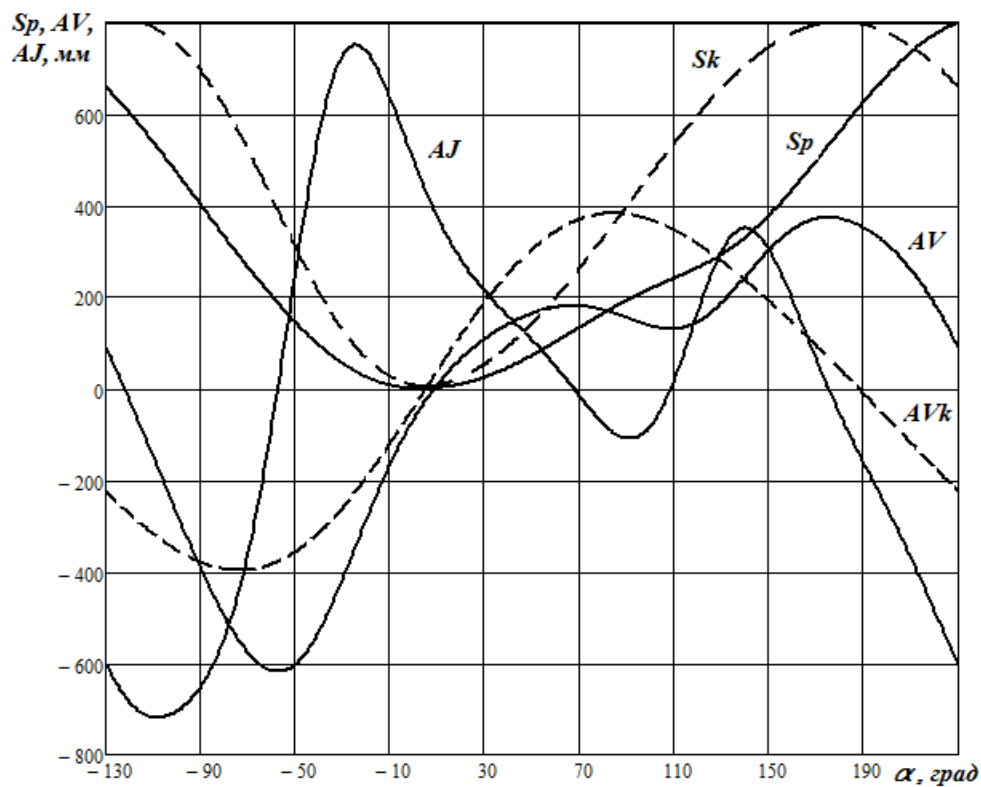
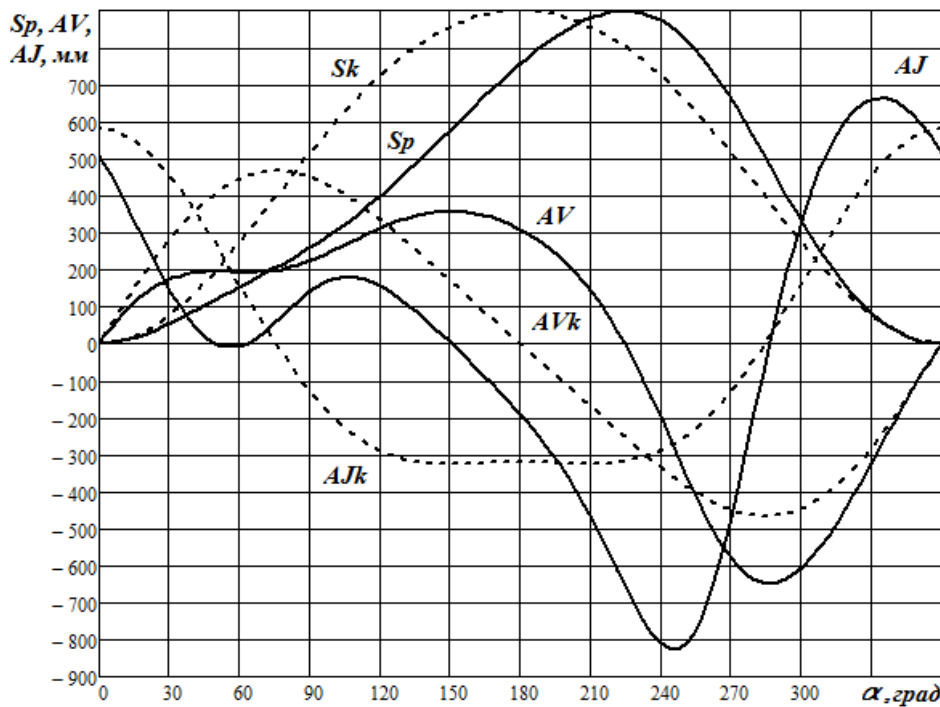


Рисунок 4.10 - Кінематичні характеристики витяжного преса номінальним зусиллям 8 МН з восьмиланковим виконавчим механізмом



Малюнок 4.11 - Кінематичні характеристики виконавчого механізму
витажного преса з шести ланковим виконавчим механізмом

Аналіз технічних характеристик вітчизняних і зарубіжних пресів, а також попередній кінематичний аналіз механізмів з різними вихідними параметрами показують, що існує мінімум дві підгрупи витяжних пресів, що відрізняються кінематичними властивостями в період робочого ходу.

Витяжні преси першої підгрупи є багатокривошипними пресами простої дії, призначеними для виконання всіх операцій листового штампування, в тому числі і неглибокої витяжки. Такі преси характеризуються тим, що з метою поліпшення умов функціонування засобів механізації (роботів) за рахунок збільшення вільного простору між штампами і повзуном в його верхньому положенні, величина робочого ходу зменшена до $S_p = (0,22 \dots 0,25) S_{\max}$.

Коефіцієнт максимальної швидкості $K_{v\max}$ становить $(0,2 \dots 0,22) S_{\max}$. Кут робочого ходу $\alpha_{np} - \alpha_{кр}$ не перевищує $65^\circ \dots 85^\circ$. При цьому на більшій частині ділянки робочого ходу забезпечується більша постійність швидкості повзуна, ніж для механізмів першої підгрупи. Встановлено, що при коефіцієнті величини робочого ходу $K_{sp} = 0,22 \dots 0,25$ значення коефіцієнта K_{vnp} зниження початкової

швидкості витяжки завжди більше або дорівнює $0,9 \dots 1$. При менших значеннях коефіцієнта K_{vnr} рішення задачі оптимізаційного синтезу не існує.

Зазначений закон руху забезпечується шестиланковим механізмом, розглянутим в п. 6.4.2, кінематичні характеристики якого приведені на рисунку 4.11.

Друга підгрупа пресів характеризується тим, що з метою забезпечення глибокої витяжки величина робочого ходу збільшена до граничних значень $(0,4 \dots 0,45) S_{\max}$. Такі преси є пресами подвійної дії і є глибоко спеціалізованими саме для глибокої витяжки деталей відносно невеликих габаритних розмірів (діаметром до $150 \dots 200$ мм). Механізм витяжного повзуна забезпечує значне зниження швидкості повзуна на тривалій ділянці повороту головного кривошипа (близько $100^\circ \dots 120^\circ$). Коефіцієнт максимальної швидкості K_{vnr} становить $(0,35 \dots 0,42) S_{\max}$. При цьому начало робочого ходу відбувається, як правило, при швидкості V_{nr} значно менше, ніж максимальна швидкість $V_{\max}$ в процесі витягування. Величина коефіцієнта зниження початкової швидкості витягування K_{vnr} становить $0,7 \dots 0,9$. Одним з таких механізмів, які реалізують зазначений закон руху, є розглянутий восьмиланковий механізм, описаний в п. 6.4.3, кінематичні характеристики якого показані на рисунку 4.10.

З наведених малюнків і результатів оптимізаційного синтезу випливає, що механізми другої підгрупи в порівнянні з механізмами першої підгрупи мають збільшений майже в два рази робочий хід повзуна (відповідно $K_{sp} = 0,4 \dots 0,45$ і $K_{sp} = 0,22 \dots 0,25$). Але при цьому майже в два рази збільшується швидкість в період робочого ходу (відповідно $K_{v\max} = 0,35 \dots 0,42$ і $K_{sp} = 0,2 \dots 0,22$). Отже, преси з механізмами першої підгрупи за інших рівних умов можуть мати збільшене число ходів. Дійсно, витяжні преси подвійної дії мають номінальне число ходів повзуна приблизно в $2 \dots 2,5$ рази менше, ніж універсальні преси з таким же номінальним зусиллям і номінальним ходом повзуна.

Визначення початкових значень варійованих параметрів x_i представляє певні труднощі, особливо якщо не існують аналогічні преси з однаковим максимальним ходом $S_{\max}$. Попередні розрахунки показують, що від варіанту вибору початкової комбінації параметрів x_i в значній мірі залежить збіжність

обчислювального процесу. Зазвичай початкові значення параметрів x_i визначають після серії графічних побудов або попередніх розрахунків кінематичних характеристик механізму. У будь-якому випадку це зв'язано з трудомісткими розрахунками або побудовами і не гарантує вибір параметрів з області допустимих рішень, тобто які задовольняють всі умови синтезу.

Оптимізаційні розрахунки показують, що найбільш близьке наближення до бажаної форми функції положення мають механізми, параметри яких задовольняють відношенням

$$\begin{aligned} R_v &= S_{\max} \cdot \mu_{Rv}, & b &= S_{\max} \cdot \mu_b, & c &= S_{\max} \cdot \mu_c, & f &= S_{\max} \cdot \mu_f, \\ L_s &= S_{\max} \cdot \mu_{Ls}, & X_0 &= S_{\max} \cdot \mu_{X0}, & Y_0 &= S_{\max} \cdot \mu_{Y0}, \end{aligned} \quad (4.31)$$

де μ_{Rv} , μ_b , μ_c , μ_f , μ_{Ls} , μ_{X0} , μ_{Y0} – масштабні коефіцієнти, що визначають значення відповідних параметрів по відношенню до величини максимального переміщення повзуна $S_{\max}$.

Для шестиланкового механізму, використовуваного в універсальних двох і чотирьохкривошипних пресах, тобто які відносяться до механізмів пресів першої підгрупи, після попередніх оптимізаційних розрахунків встановлені наступні значення масштабних коефіцієнтів

$$\begin{aligned} \mu_{Rv} &= 0,27; & \mu_b &= 0,8; & \mu_c &= 1,0; & \mu_f &= 1,33; \\ \mu_{X0} &= 1,4; & \mu_{Y0} &= -0,36; & \mu_{Ls} &= 1,8. \end{aligned} \quad (4.32)$$

Для шестиланкового механізму, використовуваного в витяжних пресах подвійної дії (механізми пресів другої підгрупи) рекомендується приймати наступні значення масштабних коефіцієнтів

$$\begin{aligned} \mu_{Rv} &= 0,39; & \mu_b &= 1,23; & \mu_c &= 1,5; & \mu_f &= 1,4; \\ \mu_{X0} &= 2,2; & \mu_{Y0} &= 0,14; & \mu_{Ls} &= 2,7. \end{aligned} \quad (4.33)$$

Таким чином, зміна варійованих параметрів шестиланкового механізму дає можливість його використання, як в універсальних, так і в спеціальних пресах.

Представлений алгоритм і розроблене програмне забезпечення задачі оптимізаційного синтезу є інваріантними по відношенню до заданих умов синтезу. В результаті є можливість синтезу механізмів при варіації будь-яких параметрів механізму і умов синтезу, які відповідають всім іншим умовам. Наприклад, на рисунку 4.12 показана зміна першої передавальної функції при зміні коефіцієнта початкової швидкості K_{vnp} . Крива 1 відповідає кинематичним характеристикам механізму, параметри якого визначені по відносинам (4.31), а значення масштабних коефіцієнтів по (4.32). Крива 2 відповідає параметрам, визначеним в результаті оптимізаційного синтезу механізму при коефіцієнті $K_{vnp} = 1$, а крива 3 - при коефіцієнті $K_{vnp} = 0,9$. Граничне значення першої передавальної функції $[AV]$ прийнято рівним 200 мм.

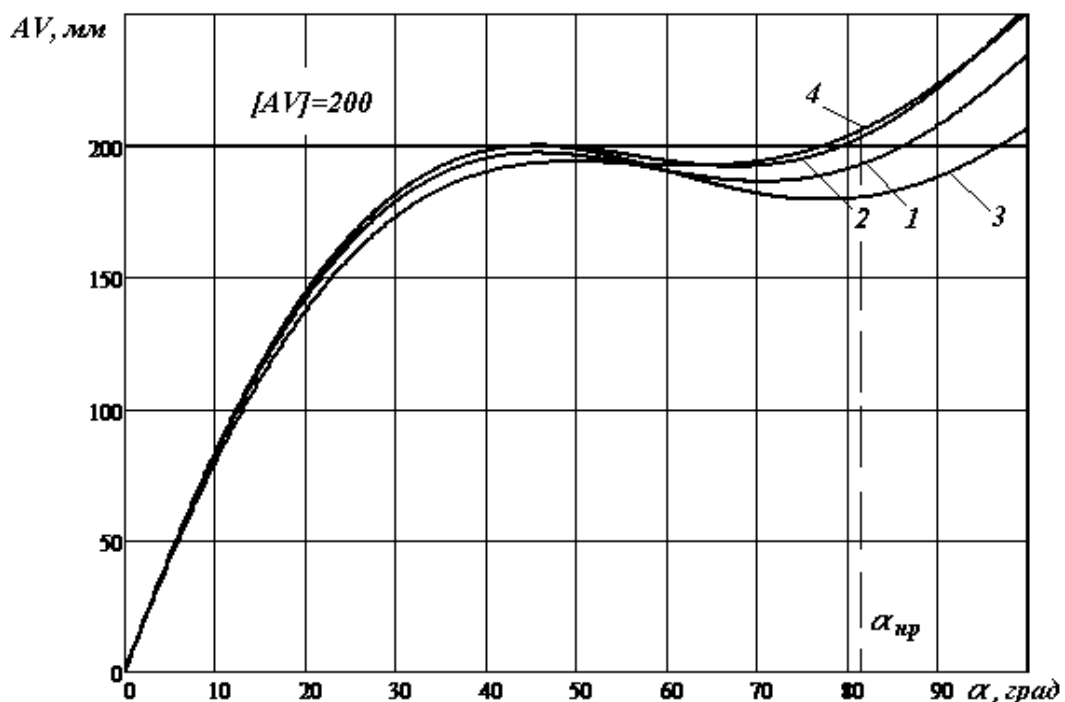


Рисунок 4.12 –Графік першої передавальної функції механізму на ділянці робочого ходу при різних значеннях коефіцієнта K_{vnp}

Як впливає з рисунка, вимоги технологічного процесу задовольняються при першій-ліпшій нагоді параметрів механізму. Якщо при початкових значеннях параметрів максимальне значення $AV_{\max}$ першої передавальної функції на робочій ділянці становить приблизно 193 мм, то для варіанта 2 і 3 значення точно відповідають заданому значенню 200 мм. Для порівняння показано зміна першої передавальної функції діючого пресу S4-10000/4500x2300/LD фірми «Aida» (Японія) з таким же максимальним переміщенням повзуна (крива 4). Кут α_{np} початку робочого ходу для всіх варіантів змінюється не більше ніж на $1...2^\circ$. На рисунку вказано кут для початкового варіанту значень параметрів ($81,03^\circ$). З рисунка слід, що зміна параметрів механізму призводить до значної трансформації форми першої передавальної функції.

Рішення оптимізаційної задачі синтезу шестиланкового механізму показало, що при певному варіанті вибору параметрів істотно змінюється закон руху повзуна, і механізм наближається до механізму першої передатної функції. На рисунку 4.13 показана зміна функції положення і першої передатної функції шестиланкового механізму при різних його параметрах і однаковому максимальному ході повзуна $S_{\max}$. Криві $Sp1$ і $AV1$ відповідають параметрам механізму першої підгрупи по відноsinам (4.32), що використовується в універсальних пресах, наприклад фірми «Aida» (Японія), фірми «Fagor» (Іспанія), криві $Sp2$ і $AV2$ – параметрам механізму другої підгрупи по відноsinам (6.71), що використовується в витяжних пресах подвійної дії, наприклад фірми «Cleveland» (США).

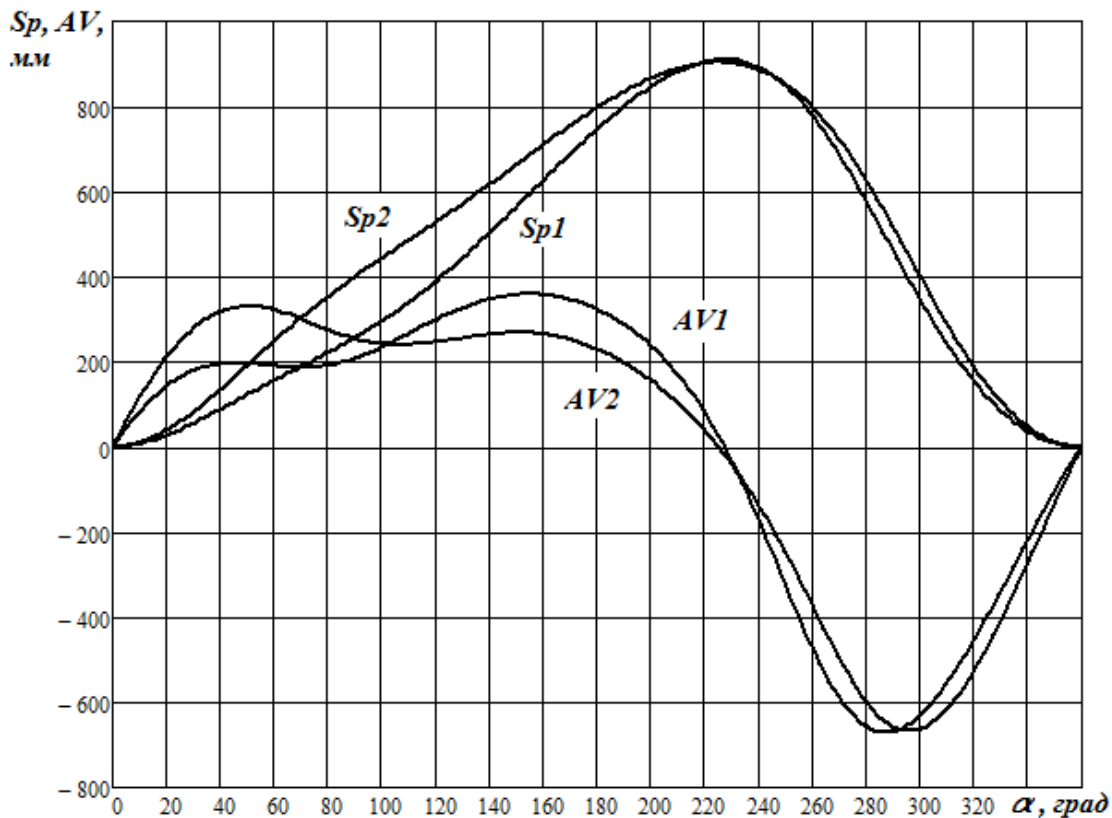


Рисунок 4.13 - Кінематичні характеристики шестиланкового механізму при різних варіантах варійованих параметрів

З аналізу характеру зміни першої передавальної функції механізму слід ще одна важлива перевага багатоланкових механізмів витяжних пресів. З умови рівності миттєвої потужності на провідної і відомої ланці ідеального механізму [40, 69] випливає, що величина рушійного крутного моменту $M_{кр}$ пропорційна першій передавальній функції механізму AV і зусиллю деформації P_δ

$$M_{кр} = P_\delta \frac{dV}{d\alpha} = P_\delta \cdot AV.$$

Звідси випливає, що при одному і тому ж зусиллі деформації, діючому на повзун, величина необхідного крутного моменту пропорційна величині першої передавальної функції повзуна.

Тоді в розглянутих механізмах витяжного повзуна крутний момент в період робочого ходу буде в кілька разів менше, ніж в кривошипно-повзунному механізмі, відповідним чином зменшуються витрата енергії, потужність двигуна і

навантаження на деталі і вузли приводу, що сприяє зниженню металоємності і вартості преса в цілому.

Відомо, що допустиме зусилля на повзунів за умовами міцності зубчастої передачі обернено пропорційно величині наведеного плеча крутного моменту, ідеальне значення якого дорівнює першій передавальній функції AV . З цієї причини крива допустимих зусиль в пресах зі спеціальними механізмами розташовується вище кривої для кривошипно-повзунного механізму, як показано на рисунку 4.14.

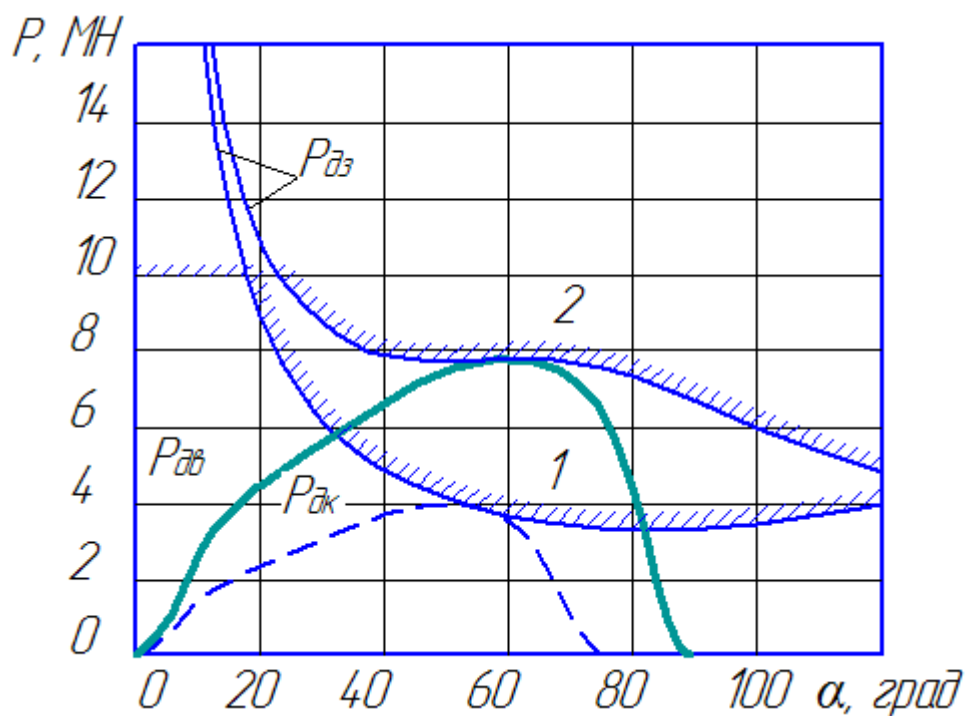


Рисунок 4.14 – Графік допустимих зусиль на повзуні за умовами міцності зубчастої передачі

Попередні розрахунки показують, що максимальні значення кутів тиску при оптимальних значеннях параметрів механізму практично ніколи не перевищують граничні допустимі значення, тобто працездатність механізму забезпечується при будь-яких кутах повороту кривошипу.

5 Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях

У розділі представлені основні заходи з охорони праці при роботі на спеціалізованих кривошипних пресах.

5.1 Аналіз потенційних небезпек

- а) можливість отримання механічних травм (травми через падіння, дії рухомих частин, поріз об гострі частини конструктивних елементів);
- б) ураження електричним струмом (виникає через коротке замикання або порушення правил електробезпеки, внаслідок порушень правил електробезпеки, несправності обладнання, що може привести до електричних травм або смерті);
- в) незадовільні параметри повітряного середовища робочої зони
- г) підвищений рівень шуму в цеху
- д) недостатня освітленість робочої зони, проходів, проїздів

5.2 Заходи щодо забезпечення безпеки

а) Для виключення отримання механічних травм при налагодженні преса для експериментів згідно ГОСТ 12.2061 - 81 "ССБТ. Обладнання виробниче. Загальні вимоги безпеки до робочих місць » необхідна належна організація робочого місця і робочої зони, а також засоби індивідуального захисту відповідно до ГОСТ 12.4 010 - 75« Засоби індивідуального захисту. Технічні умови », а також відповідно до ГОСТ 12.4.103 - 83« Одяг спеціальний захисний »:

- засоби захисту рук (спеціальні рукавиці, пінцет) ГОСТ 12.4 010 - 75;
- спеціальне взуття ГОСТ 12.4.103 - 83;
- спеціальний одяг ГОСТ 12.4.103 - 83.

Роботи на пресовому обладнанні проводяться згідно ГОСТ 12.3.026 - 81 «Роботи ковальсько-пресові. Вимоги безпеки.".

Організаційні заходи:

- проведення інструктажу і навчання;
- ознайомлення з інструкціями з охорони праці;
- перевірка знань та атестація персоналу згідно з НПАОП 0.00 - 4.12 - 05

«Типове положення про порядок проведення навчання та перевірки знань з питань охорони праці»;

- дотримання ГОСТ 112.3.002 - 75 «Процеси виробничі. Загальні вимоги безпеки »;
- контроль охорони праці;
- задовільна організація і зміст робочих місць.

Технічні заходи, що сприяють усуненню небезпечних факторів:

- на всіх пресах, передбачені загородження, що закривають штамповий простір. Блокуючі пристрої забезпечують неможливість попадання верхніх кінцівок в робочу зону при відсутності захисних пристроїв. Передбачено дистанційні пульти управління роботою преса, винесені в безпечні місця, використовують двуручне включення згідно з ГОСТ 12.2.062 - 81 «Обладнання виробниче, огорожі захисні»;

- для виключення мимовільного включення преса є пускове управління (кнопки, педалі), які не допускають можливість випадкового або самовільного включення або переключення під час роботи. Ножна педаль огорожена кожухом, що виключає можливість випадкового впливу на неї і відкрита тільки з фронту обслуговування;

- для виключення заклинювання преса необхідно суворе дотримання технологічного процесу і забезпечення нормальних умов експлуатації обладнання;

- дотримання всіх міцних арактеристік при проектуванні, виготовленні і збірці;
- пресове обладнання, яке використовується в холодноштамповочного цеху повинно відповідати ГОСТ 12.2.003-91 "Обладнання виробниче. Загальні вимоги безпеки";

- для виключення довільного руху окремих деталей (повзун, шатун) застосовувати гальмівні пристрої, врівноважувачі , пристрої для утримання повзуна при ремонті. Всі преса без автоматизації, із зусиллям більше 0,4 МН, повинні мати

гідрозапобіжники по зусиллю в повзунові. Це дозволяє передбачити заклинювання преса і передчасне руйнування його деталей;

- для виключення перевантажень по зусиллю або крутним моментом, а, отже, і від поломок деталей застосовують запобіжники, які лімітують зусилля, запобіжники, які лімітують крутний момент, покажчики зусиль;

- для виключення поломки деталей штампа (пуансона, матриці і т.д.) при налагодженні застосовують мікропривід, механізм для повільного провертання виконавчого органу (повзуна) і рухомий стіл;

- необхідно існування на обладнанні контрольно-вимірювальних приладів, пристроїв автоматичного регулювання, що дозволяє контролювати і своєчасно усувати відхилення в роботі обладнання;

б) Для виключення можливості ураження електричним струмом передбачені організаційні та технічні заходи.

Організаційні заходи:

- проведення навчань правилам електробезпеки,
- перевірка знань і атестація персоналу на 2-ю або 3-ї групи електробезпеки, згідно з НПАОП 0.00 - 4.12 - 05 «Типове положення про порядок проведення навчання й перевірки знань з питань охорони праці» та ДНАОП 1.1.10 - 1.01 - 2000 « Правила безпечної експлуатації електроустановок ».

Технічні заходи:

- в електрообладнанні застосовують захисне заземлення ізоляції струмоведучих частин, захисне відключення, напруги (до 42 В) для переносного освітлення і роботи електроінструменту, повна недоступність робочих до неізольованих проводів. Провода мереж електрообладнання промарковані і укладені в труби;

- заземлення (занулення) і захисні засоби безпеки електрообладнання відповідають вимогам ПУЕ, ГОСТ 12.1.030-81 «Електробезпека. Захисне заземлення, занулення », опір захисного заземлення не перевищує 4 Ом. Відповідність до вимог і ГОСТ 12.1.009-76 (1999) «ССБТ. Електробезпечність. Терміни і визначення » обладнання має подвійну ізоцію:

- робоча ізоляція - електрична ізоляція струмоведучих частин електроустаткування, забезпечує її нормативну роботу і захист від ураження електричним струмом;
- додаткова ізоляція - для захисту від ураження електричним струмом в разі ушкодження робочої ізоляції;
- згідно ДГСТ 12.2.007.0-75 (20 01) «ССБТ. Вироби електротехні. Загальні вимоги безпеки» пресове електричне обладнання відноситься до І класу, оскільки має подвійну ізоляцію, елемент для заземлення та провід з'єднання з джерелом живлення, заземлювальну жилу і вилку із заземлюючим контактом;
- для підвищення рівня захисту будівель від загоряння при замиканні на заземленій частині, коли величина струму не є достатньою для спрацьовування захисту максимального струму, рекомендується застосування ПЗВ зі струмом спрацьовування до 400 мА.

Не слід залишати обладнання (комп'ютери) включеним без нагляду. При необхідності припинення на деякий час роботи коректно закриваються всі активні завдання та обладнання вимикається.

При роботі з ПК забороняється

- при включеному живленні торкатися до панелей з роз'ємами обладнання, роз'ємами живлення і сполучних кабелів, екрану монітора;
- захаращувати верхні панелі обладнання, робоче місце паперами, сторінними предметами;
- виробляти перемикання, відключення живлення під час виконання активної задачі;
- допускати потрапляння вологи на поверхню обладнання;
- включати сильно охолоджене (принесене з вулиці в зимовий час) обладнання;
- проводити самостійно розкриття і ремонт обладнання;
- витирати пил на включеному обладнанні;
- допускати перебування поблизу обладнання сторонніх осіб.

Експлуатація ЕОМ відбувається на підставі таких нормативно-правових актів: Правила охорони праці під час експлуатації електронно-обчислювальних

машин (затверджені наказом Держгірпромнагляду від 26.03.2010 № 65; НПАОП 0.00-1.28-10, далі - Правила № 65); ДСанПіН 3.3.2.007-98 «Державні санітарні правила і норми роботи з візуальними дисплейними терміналами електронно-обчислювальних машин» (затверджені Постановою Головного державного санітарного лікаря України № 7 від 10 грудня 1998 р.; ДСанПіН 3.3.2.007-98).

Для виключення отримання травм при роботі на комп'ютері працівник зобов'язаний дотримуватися вимоги охорони праці

- тримати в порядку та чистоті своє робоче місце;
- тримати відкритими вентиляційні отвори обладнання;
- дотримуватися оптимальної відстані від екрану монітора до очей.

Тривалість безперервної роботи з ПК без регламентованого перерви не повинна перевищувати 2 годин.

Під час регламентованих перерв для зниження нервово-емоційного напруження, стомлення зорового аналізатора, поліпшення функціонального стану, нервової, серцево-судинної, дихальної систем, а також м'язів плечового пояса, рук, спини, шиї та ніг доцільно виконувати комплекс вправ.

5.3 Заходи щодо забезпечення виробничої санітарії та гігієни праці

в) Найважливішими елементами, що забезпечують безпечність роботи і високу дієльність праці, є *метеорологічні умови (мікроклімат), освітленість і чистота повітря в робочих приміщеннях.*

Для забезпечення належних метеорологічних умов (мікроклімату, згідно з ДСН 3.3.6 - 042 -99 «Санітарні норми мікроклімату виробничих приміщень» на виробництві визначають наступні параметри: температура повітря, відносна вологість, швидкість руху повітря, тиск.

Таблиця 5.1 - Метеорологічні умови в приміщенні цеху

сезон року	Категорія робіт	Температура повітря, С °	Відносна вологість, %	Швидкість повітря, м / с
------------	--------------------	-----------------------------	--------------------------	-----------------------------

холодний період	легкі	18 - 20	60 - 40	0,2
теплый період	легкі	21 - 23	60 - 40	0,2

Аналіз запропонованого в проекті техпроцесу, пресівого обладнання показує, що санітарний клас виробництва V відповідно до ДСП 173-96 "Державні санітарні правила планування та забудови населених пунктів". Санітарно-захисна зона проектуемого цеху встановлюється в розмірі 50 м від інших ділянок і житлового масиву.

Всі роботи відповідно до вимог ГН 3.3.5-8.6.6.1-2002 «Гігієнічна класифікація праці та показники шкідливості і небезпечних факторів виробничого середовища, важкості та напруженості трудового процесу» поділяються на три категорії. Холодноштамповочний цех відноситься до категорії легких робіт. Це роботи, вироблені сидячи, стоячи, або пов'язані з ходьбою, але не потребують систематичного фізичного напруження чи підняття і перенесення важких предметів. Витрати енергії на ці роботи не перевищують 628 кДж (150 ккал / год). Виробничий процес в цеху відноситься до групи Іб - процес, який викликає забруднення одягу і рук.

Для підтримки необхідної температури повітря і компенсації втрат в холодну пору року, роботою передбачається влаштування системи опалення, поєднане з припливною вентиляцією.

Завданням вентиляції є забезпечення чистоти повітря в заданих метеорологічних умовах. За способом переміщення повітря вентиляція цеху механічна і витяжна, за місцем дії - місцева.

Для ефективної роботи системи вентиляції, вона повинна відповідати ДГСТ 12.4.021 - 75 "Системи вентиляції. Загальні вимоги" і СНиП 2.04.05 – 91 «Опалення, вентиляція і кондиціонування».

г) Для мінімізації негативного впливу шуму

- відповідно до ДСН 3.3.6.037-99 «Санітарні норми виробничого шуму, ультразвуку та інфразвуку» рівень звуку на робочих місцях не повинен

перевищувати 80 ДБА. Нормування шуму в листоштампувальних цехах виробляється згідно з ГОСТ 12.1.003-83 "Шум. Загальні вимоги безпеки ».

Таблиця 5.2 - Рівні звуку і звукового тиску по ДГСТ 12.1.003-83 «Шум. Загальні вимоги безпеки »

робочі	Рівні звукового тиску в октавних смугах								рівні звуку, Гц
	6	1	2	5	1	2	4000	8000	
допустимі	9	9	8	8	8	7	76	74	80
фактичні	9	9	8	8	7	7	75	73	78

Для захисту працівників від підвищеного шуму застосовують:

- впровадження автоматизації та механізації, які виключають необхідність знаходження робітника в небезпечній зоні;
- змінням конструктивних параметрів пресів, тобто зменшення шуму в джерелі;
- раціональне планування цеху (дотримання розривів не менше 100 м від будівлі з шумною технологією та ін.)
- зміна напрямку шуму в протилежний бік від робочого місця;
- розміщення на внутрішніх поверхнях приміщення звукопоглинальні облицювання;
- застосування засобів індивідуального захисту (вкладиші, навушники, шоломи).

д) При освітленні виробничих приміщень використовують природне освітлення, що створюється світлом сонця (прямим і відбитим), штучне, здійснюване електричними лампами, і комбіноване, при якому в світлий час доби недостатнє за нормами природне освітлення доповнюється штучним.

Виробничі будівлі проектуємо з урахуванням можливості максимального використання природного освітлення, що дозволить отримати значну економію електроенергії. Виробниче освітлення в цеху передбачається природне , через скління стін прольоту і на даху будівлі - крізь світлові вставки в ліхтарі, так і штучне. Освітлення на робочому місці виконано згідно до ДБН В.2.5-28-2006 " Інженерне обладнання будинків і споруд. Природне і штучне освітлення " .

Таблиця 5.3 Норми освітленості робочих місць

характеристика робіт	Розміри об'єкта, мм	розряд зорових робіт	При комбінованому освітленні	загальні
малої точності	1 ... 5	4	1	0,6

Передбачається механізоване очищення і промивка стекол і прозорих блоків в віконних отворах і ліхтарях. Встановлено, що через 45 днів при відсутності очистки та промивки прозорість стекол в цехах листового штампування зменшується на 40%. Для штучного освітлення застосовуємо освітлювальні установки з газорозрядними ртутними лампами типу ДРЛ і ДРІ. Необхідно продумати розташування освітлювальних приладів, згідно ДНБ В.2.5 - 28 - 2006 « Природне и штучне освітлення ». Найменша освітленість допускається при використанні системи загального освітлення для цеху холодного штампування 200 лк. При верхньому і боковому природному освітленні коефіцієнт природної освітленості буде не менше 2, а при верхньому і боковому спільному освітленні коефіцієнт природної освітленості буде не менше 1,2, при розряді і підрозряд зорової роботи IV р Світильники місцевого освітлення оснащені відбивачами, виготовленими з непрозорого матеріалу, з захисним кутом не менше 30 град., а при розташуванні світильників нижче рівня очей працюючого - не менше 10 град. Крім робочого освітлення в цеху передбачено аварійне освітлення, необхідне для освітлення в разі аварій і надзвичайних ситуацій.

Стомленість зору, а, отже, і всього організму залежить не тільки від правильного освітлення, але також і від правильної колірної обробки приміщень і проладнання і т.д. Темні тони погіршують освітленість, надмірно яскраві стомлюють очі, що веде до зниження продуктивності праці і підвищенню рівня травматизму. Верх стін забарвлений в світлі тони, низ - в темний. Для нерухомих частин пресового обладнання встановлено зелено-блакитний колір, для рухливих - жовтий. Небезпечні щодо травматизму частини машин пофарбовані в червоний

або помаранчевий колір. Рукоятки і кнопки управління - в красний, помаранчевий і зелений.

5.4 Заходи щодо забезпечення пожежної безпеки в цеху

Проектований цех холодного штампування згідно з НАПББ 03.002 - 2007 «Норми визначення категорій приміщень, будинків та зовнішніх установок за вибухопожежною та пожежною безпекою» відноситься до категорії виробництва по вибухо-пожежної безпеки - "Д", так як використовувані у виробництві речовини обробляються в прохолодному стані і не згорають.

Відповідно до ДНБ В.1.1.7. - 2002 " Пожежна безпека об'єктів будівництва " ступінь вогнестійкості будівельних конструкцій, будівель - II, тобто вони зібрані в основному з важкозаймистих матеріалів.

Основні причини пожеж в цеху:

- порушення технологічного режиму;
- несправність електрообладнання (коротке замикання, перевантаження);
- погана підготовка обладнання до ремонту;
- самозаймання промасленого ганчір'я та інших матеріалів;
- конструктивні недоліки обладнання;
- ремонт обладнання на ходу і т. ін.

Заходи з пожежної профілактики поділяються на організаційні, технічні, режимні та експлуатаційні.

Організаційні заходи передбачають правильну експлуатацію машин і внутрішньозаводського транспорту, правильне утримання будівель, території, протипожежний інструктаж працівників, і т. ін.

До технічних заходів належать, дотримання протипожежних правил, норм при проектуванні будинків, при влаштуванні електропроводів і устаткування, опалення, вентиляції, освітлення, правильне освітлення обладнання.

Заходи режимного характеру - це заборона куріння в невстановлених місцях, виробництва зварювальних та інших вогневих робіт в пожежонебезпечних приміщеннях і т. Д.

Кількість первинних засобів пожежогасіння визначається відповідно до НАПБ 03.001 - 2004 « Типові норми належності вогнегасників » . Площа цеху становить 4800 м² . Виходячи з цього вибираємо 6 порошкових вогнегасників, ємністю 5 кг кожен , на перші 1000 м² площі і на кожні наступні 500 м² - 6 вогнегасників, ємністю 5 кг кожен.

При проєтуванні передбачені шляхи евакуації у випадку пожежі - по проходах, аварійні виходи. Оскільки будівля у нас одноповерхова, то евакуаційним вважається вихід, що веде з приміщень цеху назовні через коридор (вестибюль). Шляхи евакуації розосереджені, і найбільша відстань від найвіддаленішого робочого місця до найближчого евакуаційного виходу не перевищує 50 м .

Ширина пожежних проїздів дорівнює 4 м . Ширина проходів, які служать для евакуації людей, 1 м , коридорів 1,4 м , маршів і сходових площадок 2 м , дверей 2 м . Всі ворота і двері, які служать для евакуації людей, відкриваються назовні.

Устаткування, силові та освітлювальні прилади і мережі відповідають вимогам пожежної безпеки. У цеху встановлено засоби виявлення займань і пожеж, а також електричні сповіщувачі.

Для того щоб забезпечити гасіння пожежі в початковій стадії його виникнення, в цеху на внутрішній водопровідній мережі встановлені внутрішні пожежні крани.

Будівля забезпечена різним протипожежним інвентарем і вогнегасниками, є внутрішній пожежний водопровід.

Згідно з НАПБ 03.001 - 2004 « Типові норми належності вогнегасників » в цеху встановлюємо пожежний щит. У таблиці 7.4 наведено інвентар пожежного щита.

Таблиця 5.4 - Інвентар пожежного щита

№ п / п	Найменування	кількість
1	вогнегасник	3
2	Ящик з піском	1

3	Лом / Топор	2
4	Лопата	2
5	відро	2
6	багор	2
7	Покривало з вогнетривкого теплоізоляційного матеріалу	1

Адміністративно-побутові приміщення знаходяться в окремому будинку общекорпусного підпорядкування. При їх проектуванні враховані вимоги СНіП 2.09.04-87 "Адміністративні і побутові будівлі ". Всі санітарно-побутові приміщення мають не менше двох виходів, що відповідає вимогам пожежної безпеки.

5.5 Заходи щодо забезпечення безпеки в надзвичайних ситуаціях

Джерелами небезпеки виникнення надзвичайних ситуацій техногенного характеру є

- потенційно небезпечні об'єкти та об'єкти підвищеної небезпеки;
- будівлі та споруди з порушенням умов експлуатації;
- об'єкти господарської діяльності з критичним положенням виробничих фондів або порушеннями умов експлуатації;
- гідротехнічні споруди;
- наслідки військової або будь-якої екологічно небезпечної діяльності ;
- будь-які об'єкти, здатні створити загрозу виникнення аварії.

Забезпечення техногенної безпеки об'єкта господарської діяльності покладається на його керівника.

Забезпечення техногенної безпеки при проектуванні або будівництві об'єктів, будівель і споруд покладається на архітекторів, замовників, забудовників, а також проектні та будівельні організації.

Вимоги щодо дотримання техногенної безпеки повинні відповідати нормам захисту населення і територій від надзвичайних ситуацій, забезпечення санітарно-епідеміологічного благополуччя, охорони навколишнього середовища, екологічної, пожежної та промислової безпеки, охорони праці, а також вимогам національних стандартів.

З метою своєчасного виявлення загрози виникнення надзвичайних ситуацій на об'єктах підвищеної небезпеки здійснюється сповіщення персоналу, що потрапляє в зону можливого ураження, створюються автоматизовані системи раннього виявлення загрози виникнення надзвичайних ситуацій та сповіщення населення (далі - автоматизовані системи).

На об'єктах, з великою кількістю працівників, створюються об'єктові системи сповіщення.

Таким чином, в розділі «Охорона праці» були проведені заходи щодо забезпечення безпеки в листоштампувальні цеху.

Для виключення можливості механічних травм вжиті заходи з проведення інструктажу, перевірки знань і атестація пресів і огорож, згідно з «Типове положення про порядок проведення навчання і перевірки знань з охорони праці ».

Для виключення можливості ураження електричним струмом вжиті заходи по проведенню навчання правилам електробезпеки, перевірки знань і атестація персоналу, згідно з НПАОП 0.00 - 4.12 - 05 «Типове положення про порядок проведення навчання і перевірки знань з питань охорони праці » та ДНАОП 1.1.10 - 1.01 .- 2000 «Правила безпечної експлуатації електроустановок », використання захисного заземлення, ізоляційних шлангів для проводів обладнання, а також підставок і ізоляційних килимків.

Для забезпечення належних метеорологічних умов в цеху визначають наступні параметри, згідно з ДСН 3.3.6 - 042 - 99 «Санітарні норми мікроклімату

виробничих приміщень»: температура повітря, відносна вологість, швидкість руху повітря (див. табл. 7.1).

Для захисту працівників від підвищеного шуму використовуються засоби захисту від вібрації відповідні вимогам ГОСТ 12.1.012-90 «Вібраційна безпека. Загальні вимоги», і ДСН 3.3.6.039-99 «Державні норми виробничої загальної та локальної вібрації».

При проектуванні природного і штучного освітлення у виробничих приміщеннях слід керуватися вимогами будівельних норм і правил з проектування освітлення, згідно з СНіП 11 - 4 - 79 "Природне і штучне освітлення. Норми проектування ». Проектований цех холодного штампування згідно з НАПББ 03.002 - 2007 «Норми визначення категорій приміщень, будинків та зовнішніх установок за вибухопожежною та пожежною безпекою» відноситься до категорії виробництва по вибухо-пожежної безпеки категорії - "Д" . Також висвітлювалися питання ступеня вогнестійкості будівельних конструкцій, шляхи евакуації при пожежі, засоби виявлення займань і пожежогасіння.

Таким чином, всі передбачені заходи забезпечують безпечні та комфортні умови праці персоналу.

Загальні висновки

1. Аналіз літературних джерел показав, що технічний рівень вітчизняного ковальсько-пресового устаткування не цілком відповідає сучасним вимогам по металоємності, економічності експлуатації і надійності. Існуючі методи розрахунку основних вузлів і систем кривошипних пресів, засновані на методах спрощеного статичного розрахунку вимагають уточнення розрахункових математичних моделей для більш повного врахування зовнішніх і внутрішніх факторів, що визначають працездатність вузлів. Встановлено, що одним з ефективних методів, що забезпечує досягнення найбільшої ефективності проектування, виготовлення і експлуатації систем пресів, є метод визначення оптимального варіанту параметрів системи шляхом вирішення задачі умовної багатопараметричної нелінійної оптимізації.

2. Розроблено концепцію структурного і параметричного синтезу багатоланкових виконавчих механізмів спеціалізованих пресів. Визначено основні критерії та умови параметричного синтезу, поставлена і вирішена задача багатопараметричної умовної оптимізації для визначення оптимального варіанту параметрів виконавчих механізмів спеціалізованих пресів, що забезпечують найкраще задоволення технологічних вимог. Розроблені математичні моделі і відповідне програмне забезпечення дають можливості визначення оптимального варіанту параметрів механізму за розробленими критеріями оптимальності в повній мірі відповідають вимогам технологічного інструментального процесу.

Список використаних джерел

1. Акопян Э.А. Классификация задач синтеза механизмов / Э.А. Акопян // Анализ и синтез машин-автоматов. – М.: Наука, 1965. – С. 9–19.
2. Аксенов Л.Б. Системное проектирование в машиностроении / Л.Б. Аксенов. – Санкт-П.: С-Пт.ГПУ, 2011. – 54 с.
3. Алгоритмы оптимизации проектных решений. Под ред. А.И. Полонкиной. – М.: Энергия, 1976. – 264 с.
4. Амбарцумян Р.В. Кинематический анализ шестизвенного зубчато-рычажного механизма / Р.В. Амбарцумян, О.Г. Горовой // Изв. вузов. Машиностроение. – 1979. – № 3. – С. 45–49.
5. Амбарцумян Р.В. К проектированию передаточного шестизвенного зубчато-рычажного механизма / Р.В. Амбарцумян, О.Г. Горовой // Изв. вузов. Машиностроение. – 1979. – № 1. – С. 42–45.
6. Амбарцумян Р.В. Проектирование шарнирного четырехзвенника по заданным конечным взаимоположениям всех его звеньев / Р.В. Амбарцумян // Изв. вузов. Машиностроение. – 1979. – № 6. – С. 38–41.
7. Артоболевский И.И. Механизмы в современной технике. Т. 2 – Рычажные механизмы / И.И. Артоболевский. – М.: Наука, 1971. – 1008 с.
8. Артоболевский И.И. Теория машин и механизмов / И.И. Артоболевский. – М.: Наука, 1988. – 640 с.
9. Артоболевский И.И. Синтез плоских механизмов / И.И. Артоболевский, Н.И. Левитский, С.А. Черкутдинов. – М.: Физматгиз, 1959. – 1084 с.
10. Балаганский В.И. Методика автоматизированного расчета на точность многокривошипных листоштамповочных прессов простого действия / В.И. Балаганский, Е.Н. Складчиков, А.А. Мезенцев // Вестник машиностроения. – 1994. – № 4. – С. 35 – 39.
11. Балаганский В.И. Об оптимальном проектировании исполнительных механизмов прессов двойного действия / В.И. Балаганский, А.Д.

Галахов , Б.Г. Юрухин // Кузнечно-штамповочное производство. - 1979. – № 7. – С . 10 –12 .

12. Балаганский И.Г. Оптимальное проектирование исполнительного механизма вытяжного листоштамповочного прессы из условия выравнивания скорости рабочего движения ползуна / И.Г. Балаганский, Б.Н. Юрухин, В.И. Балаганский // Кузнечно-штамповочное производство. – 1976. – № 6. – С . 31 –34 .

13. Бармин Ю.И. Применение методов математического программирования к синтезу механизмов / Ю.И. Бармин // Сборник. Механика машин, вып.47. – М.: Наука, 1975, – С . 55 – 59.

14. Богданов Э.Ф. Разработка методов расчета энергоэкономичных систем главного привода кривошипных прессов: дис. ... докт. техн. наук: 05.03.05 / Богданов Энгель Федорович. – Москва, 1984, – 236 с.

15. Бочаров Ю.А. Кузнечно-штамповочное оборудование: Учебник для вузов / Ю.А. Бочаров. – М.: Издательский центр «Академия», 2008. – 480 с.

16. Брукшир Дж. Гленн. Введение в компьютерные науки / Дж. Г. Брукшир. – М.: Вильямс. –2001. – 688 с.

17. Бяльский В.Б. Кинематика кривошипно-коленных прессов для холодной объемной штамповки / В.Б. Бяльский // Кузнечно-штамповочное производство. – 1973. – № 6. – С . 30 –35 .

18. Бяльский В.Б. О влиянии геометрических параметров исполнительного механизма на кинематику, кинетику и податливость кривошипно-коленных прессов / В.Б. Бяльский // Кузнечно-штамповочное производство. – 1979. – № 12. – С . 18 –21 .

19. Бяльский В.Б. О проектировании эксцентрикового механизма регулировки закрытой высоты кривошипно-коленных прессов / В.Б. Бяльский, В.П. Босов, Д.М. Абакшин // Кузнечно-штамповочное производство. – 1971. – № 3. – С . 25 –29 .

20. Вентцель Е.С. Исследование операций. Задачи, принципы, методология / Е.С. Вентцель. – М.: Наука. – 1988. – 208 с.

21. Владимиров Э.А. Комплексный расчет исполнительного механизма прессы с группами Асура произвольной структуры / Э.А. Владимиров, В.Е. Шоленинов // Совершенствование процессов и оборудования обработки давлением в металлургии и машиностроении: тематич. сб. научн. тр. уд. – Краматорск: ДГМА. – 2007. – С. 316–321.
22. Владимиров Э.А. Решение задачи динамического анализа механизмов металлургических машин с учетом трения / Э.А. Владимиров, В.Е. Шоленинов // Совершенствование процессов и оборудования обработки давлением в металлургии и машиностроении: тематич. сб. научн. тр. уд. – Краматорск: ДГМА. – 2003. – С. 534–536.
23. Владимиров Э.А. Структурный анализ и методы расчета сложных рычажных механизмов кузнечно-прессовых машин / Э.А. Владимиров, В.Е. Шоленинов // Совершенствование процессов и оборудования обработки давлением в металлургии и машиностроении: тематич. сб. научн. тр. уд. – Краматорск: ДГМА. – 2004. – С. 73–75.
24. Власов А.В. Математическое обеспечение динамических расчетов средств автоматизации кузнечно-штамповочного оборудования / А.В. Власов // Вестник МГТУ. Сер. Машиностроение. – 1996. – № 3. – С. 63 – 70.
25. Власов А.В. Разработка метода функционального проектирования кузнечно-штамповочного оборудования на основе анализа его работоспособности по динамическим нагрузкам технологического цикла : дис. ... докт. техн. наук: 05.03.05 / Власов Андрей Викторович. – Москва, 2001. – 442 с.
26. Власов А.В. Функциональное проектирование механизмов кузнечно-штамповочного оборудования / А.В. Власов // Вестник МГТУ. Сер. Машиностроение. – 1996. – № 2. – С. 109 – 120.
27. Власов В.И. Повышение производительности тихоходных вытяжных прессов двойного действия / В.И. Власов, И.Н. Филькин, В.А. Зыков.. –М.: НИИМАШ, 1971. – 48 с.
28. Власов В.И. Системы включения кривошипных прессов. Расчет и проектирование / В.И. Власов. – М.: Машиностроение, 1969. – 272 с.

29. Волковицкий В.Ф. Исследование кривошипных горячештамповочных прессов: дис. ... канд. техн. наук: 05.03.05 / Волковицкий Владимир Ф е дорович. – Москва, 1959. – 167 с.
30. Воробьева И.С. Универсальный алгоритм расчета плоских рычажных механизмов: дис. ... канд. техн. наук: 05.02.18 / Воробьева Ирина Сергеевна. – Москва, 1999. – 118 с.
31. Вульфсон И.И. Динамические расчеты цикловых механизмов / И.И. Вульфсон . – Л.: Маш и ностроение, 1976. – 328 с.
32. Выгодский М.Я. Справочник по математике / М.Я. Выгодский. — М.: АСТ: Астрель, 2010. – 1055 с.
33. Гальперин В.И. О статье Н.П. Каткова / В.И. Гальперин, В.И. Де гтярев, В.В. Магазинер // Куз нечно-штамповочное произво д ство. – 19 62 . – № 11. – С . 48–49.
34. Гебель Е.С. Оптимизационный кинематический синтез плоских рычажных механизмов IV класса с пр и ближенным выстоем выходного звена: дис. ... канд. техн. наук: 05.02.18 / Гебель Елена Сергеевна. – Омск, 2009. – 223 с.
35. Геминтерн Б.И. Методы оптимального проектирования / Б.И. Геминтерн, Б.М. Каган . – М.: Энергия, – 1980 . – 160 с.
36. Глебенко А.В. Основы синтеза зубчато-рычажных механизмов специализированных прессов / А..В. Глебенко, А.В. Явтушенко, Т.А. Васил ь ченко // Вісник Кременчуцького державн о го політехнічного університету ім. М ихайла Остроградського. – Креме н чук: КДПУ, 2007. – Вип. 1/2007 (42). – С. 6 1–65 .
37. Дегтярев В.И. Коленорычажный привод наружного ползуна в двух и четырехкривошипных прессах двойного действия / В.И. Дегтярев, В.И. Гальперин // Кузнечно-штамповочное прои з водство. – 19 59 . – № 2 . – С . 24–27 .
38. Дитрих Я. Проектирование и конструирование. Системный подх о д. – М. : Мир, 1981. – 456 с.
39. Дрягин Д.П. О нахождении передаточных функций и отношений скоростей точек в кривошипно-ползунных и коромыслово-ползунных мех а низмах / Д.П. Дрягин // Изв. вузов. Машин о строение. – 1986. – № 4. – С. 41–44.

40. Живов Л.И. Кузнечно-штамповочное оборудование: Учебник для вузов / Л.И. Живов, А.Г. Овчинников, Е.Н. Складчиков / Под ред. Л.И. Живова. – М.: Изд-во МГТУ, 2006. – 560 с.
41. Жилинскас А. Поиск оптимума / А. Жилинскас, В. Шалтянис. – М.: Наука, 1989. – 128 с.
42. Закиров Г.Ш. Алгоритмизация задач синтеза рычажных механизмов / Г.Ш. Закиров // Применение методов оптимизации в теории машин и механизмов. – М.: Наука, – 1979. – 51 с.
43. Зиновьев В.А. Векторный метод с структурным и кинематическим исследованиях механизмов / В.А. Зиновьев // Вестник машиностроения. – 1958. – № 6. – С. 3–9.
44. Исследование операций / В 2-х томах. / Под ред. Дж. Моудера, С. Элмаграби. – М.: Мир, 1981. Т. 1. – 712 с.
45. Исследование операций / В 2-х томах. / Под ред. Дж. Моудера, С. Элмаграби. – М.: Мир, 1981. Т. 2. – 677 с.
46. Каган В.М. Автоматизированная система кинематического анализа плоских механизмов / В.М. Каган, А.Ф. Андреев, Н.А. Петров // Алгоритмы проектирования схем механизмов. – М.: Наука, 1977. – С.62 – 81.
47. Катков Н.П. Вопросы проектирования привода наружного ползуна прессов двойного действия / Н.П. Катков // Кузнечно-штамповочное производство. – 1960. – № 10. – С. 25–27.
48. Катков Н.П. Определение элементов сдвоенного коленорычажного механизма / Н.П. Катков // Кузнечно-штамповочное производство. – 1962. – № 6. – С. 30–36.
49. Катков Н.П. Особенности механизма наружного ползуна пресса двойного действия при условии однократного подхода ползуна в крайнее нижнее положение / Н.П. Катков, И.Н. Филькин // Кузнечно-штамповочное производство. – 1974. – № 4. – С. 32 –34.
50. Катков Н.П. Оценка возможности повышения числа ходов пресса двойного действия с помощью двухскоростного привода / Н.П. Катков, Н.В. Петров // Исследование машин и технологии кузнечно-штамповочного

производства : т ем. сб ор . научн. тр уд . № 167. – Челябинск : Изд-во ЧПИ, 1975. – С . 133-138.

51. Катков Н.П. Оценка эффективности повышения производительности прессов двойного действия при увеличении числа ходов ползуна / Н.П. Катков, И.Н. Филькин, А.И. Гончаров // Кузнечно-штамповочное производство. – 1976. – № 6. – С . 28 –31 .

52. Катков Н.П. Расчет кинематических параметров механизма прижимного ползуна пресса двойного действия / Н.П. Катков // Кузнечно-штамповочное производство. – 1971. – № 5. – С . 28 –33 .

53. Киселев В.П. Определение размеров звеньев механизма привода наружного ползуна однокривошипного пресса двойного действия / В.П. Киселев, И.Г. Балаганский, Н.К. Некрасов // Кузнечно-штамповочное производство. – 1977. – № 9. – С . 32 –34 .

54. Кіницький Я.Т. Теорія механізмів і машин / Я.Т. Кіницький. – К.: Наукова думка, 2002. – 661 с.

55. Ковалев В.В. Разработка и исследование методов повышения технического уровня горячештамповочных и листоштамповочных кривошипных прессов : дис. ... докт. техн. наук: 05.03.05 / Ковалев Виктор Васильевич. – Воронеж, 2006 . – 422 с.

56. Кожевников С.Н. Основания структурного синтеза механизмов / С.Н. Кожевников. – Киев: Наук. думка, 1979. – 232 с.

57. Кожевников С.Н. Теория механизмов и машин / С.Н. Кожевников . – 3-е изд. –М.: Машиностроение, 1969. – 584 с.

58. Колчин Н.И. Механика машин / Н.И. Колчин. – Л.: Машиностроение, 1971. – 560 с.

59. Корн Г. Справочник по математике / Г. Корн, Т. Корн. — М.: Наука, 1973. – 832 с.

60. Корнилов В.В. Проектирование механизма привода наружного ползуна однокривошипного пресса двойного действия / В.В. Корнилов // Кузнечно-штамповочное производство. - 1969 . – № 3 . – С . 29–33 .

61. Кравчун С.И. Автоматизация процесса штамповки крупногабаритных автомобильных деталей / С.И. Кра в чун, А.В. Я втушенко, Н.А. Потип // Тезисы н/т конференции «Инженерные проблемы автоматизации и улучш е ния условий труда в кузнечно-штамповочном производстве»». – М о сква. 1984. – С. 19 – 20.
62. Кривошипные кузнечно-штамповочные машины / В.И. Власов, А.Я. Борзыкин, И.К. Букин-Батырев и др. / Под ред . В.И. Власова. – М.: Машиностроение, 1982. – 424 с.
63. Крук А.Т. Обзор развития конструкций и методов проектировочных расчетов кривошипных горячештамповочных прессов: дис. ... канд. техн. н а ук: 05.03.05 / Крук Александр Тимофеевич. – Воронеж, 2000. – 299 с.
64. Кузнечно-штамповочное оборудов а ние / А.Н. Банкетов, Ю.А. Боча ров, Н.С. Добринский и др. Под ред. А.Н. Банкетова, Е.Н . Ланского. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машино строение, 1982. – 576 с.
65. Кульбачный О.И . Кинематический анализ рычажных механизмов на основе передаточных отношений / О.И. Кульбачный , И.Д. Тимченко // Проектирование механизмов и динамика машин : сб ор . тр уд . – М.: МИП , 1989 (вып.22). – С. 3–10.
66. Кульбачный О.И. Моделирование рычажных механизмов и метод декомпозиции / О.И. Кульбачный , И.С. Воробьева // Моделирование и исследование сложных си с тем : сб ор . тр уд . Т . 2. – М.: МГАПИ , 1998. – С. 40–48.
67. Кульбачный О.И. Новый подход в кинематическом анализе рычажных механизмов / О.И. Кульбачный , И.С. Воробьева // Моделирование эле к тронных приборов и техпроцессов, обеспечение качества и надежности апп а ратуры : сб ор . тр уд . – М.: М И Ф И , 1997. – С.62–69.
68. Кушнарченко А.В. Кинематический синтез плоских рычажных механизмов второго класса по заданному семейству циклограмм с выстоем выходного звена : дис. ... канд. техн. наук: 05.02.18 / Кушнарченко Алексей Владимирович. – Кем е рово, 2004. – 208 с.

69. Ланской Е.Н. Элементы расчета узлов и деталей кривошипных прессов / Е.Н. Ланской, А.Н. Банкетов . – М.: Машиностроение, 1966. – 380 с.
70. Левитский Н.И. Теория механизмов и машин / Н.И. Левитский. - М.: Наука, 1979. – 576 с.
71. Мартынов Н.Ф. Анализ основных параметров и исследование динамики привода кривошипных горячих тамповочных прессов: дис. ... канд. техн. наук: 05.03.05 / Мартынов Николай Федорович. – Москва, 1978. – 177 с.
72. Мезенцев А.А. Разработка методики автоматизированного расчета точности четырехкривошипных листоштамповочных прессов простого действия: дис. ... канд. техн. наук: 05.03.05 / Мезенцев Алексей Андреевич. – М., 1994. – 315 с.
73. Мельник В.А. Проектирование плоского многосвязного привода прессов-автоматов для чистовой вырубки при помощи ЭВМ «Мир-2» / В.А. Мельник, В.Л. Сологуб, В.И. Рыбак // Совершенствование методов расчета кузнечно-прессовых машин. – Воронеж: ЭНИКМАШ, 1977. – С. 40–55.
74. Механика машин: Учебное пособие для вузов / И.И. Вульфсон, М.Л. Ерихов, М.З. Коловский и др. / Под ред. Г.А. Смирнова. М.: Высш. шк., 1996 . – 511 с.
75. Мовсесян К.Г. К методике проектирования шарнирных механизмов с одним и двумя выстоями ведомого звена / К.Г. Мовсесян // Сборн. научн.-метод. статей по ТММ. – 1978. – № 6. – С. 62 – 67.
76. Мовсесян К.Г. Об одной задаче синтеза шарнирных механизмов с двумя выстоями ведомого звена / К.Г. Мовсесян // Научн. труд. / Всесоюзн. заочн. машиностр. и н-т. – 1975 (вып. 32) . – С. 185– 189.
77. Нистратов А.Ф. К вопросу проектирования кривошипно-коленного механизма чеканочных прессов / А.Ф. Нистратов // Кузнечно-штамповочное производство. – 1959 . – № 1 . – С. 15– 22 .
78. Огородников В.А. Энергия. Деформация. Разрушение / В.А. Огородников, В.К. Киселев, И.О. Сивак. – Винница: УНІВЕРСУМ, 2005. – 204 с.

79. Основы научных исследований / В.И. Крутов, И.М. Глушко, В.В. Попов [и др.]. – М.: Высшая школа, 1989. – 400 с.
80. Пантелеев А.В. Методы оптимизации в примерах и задачах / А.В. Пантелеев, Т.А. Летова – М.: Высш. шк., 2002. – 544 с.
81. Партенский Б.М. Инженерный метод кинематического исследования плоских механизмов / Б.М. Партенский // Вестник машин о строения. – 1962. – № 2. – С. 28–31.
82. Пасіка В. Моделювання комбінованого шарнірного чотириланника з ділянкою сталої швидкості у середині кінематичного циклу / В. Пасіка, С. Комаров, П. Б е гень // Машинознавство. – 2010. – № 5. – С. 30–33.
83. Пат. на корисну модель 33783 МПК В30В 1/26. Кривошипний прес / О.В. Я втушенко , А .В. Глебенко , Т.О. Васильченко . – Заявн. і власник З апор і зький національний технічний університет . – № U 200803053 . – Заявл. 11.03.2008. – Опубл. 10.07.2008, бюл. № 13.
84. Пат. на корисну модель 68023 МПК В30В 15/14 Система вмикання кривошипних пресів / Б.П. Серета, О.В. Я втушенко , Т.О. Васильченко , А.В. Глебенко А.В. Заявн. і власник З апорізька державна інженерна академія . – № U20111575. – Заявл. 01.09.2011 . – Опубл. 12.03.2012, бюл. № 5.
85. Пейсах Э.Е. Аналитический синтез шарнирного шестизвенного механизма с приближенной остановкой ведомого звена / Э.Е. Пейсах // Механика машин. – М. : На у ка. – 1970 (в ып. 23 – 24) . – С. 18 – 31.
86. Пейсах Э.Е. Оптимизационный синтез рычажных механизмов / Э.Е. Пейсах // Расчет и конструирование механизмов и деталей приборов / Под ред. Ф.Л. Литвина . – Л. : Машиностроение. – 1975. – С. 38 – 75.
87. Пейсах Э. Е. Синтез плоских шарнирных механизмов с двумя промежуточными выстоями выходного звена. / Э. Е. Пейсах, А. Б. Кикин // Теория мех а низмов и машин. – Харьков, 1987 (вып. 42). –С. 56–62.
88. Пейсах Э.Е. Синтез шарнирного шестизвенного механизма с приближенным выстоем / Э.Е. Пейсах // Механика машин. М. : Наука, – 1971 (вып. 29–30). – С. 100 – 107.

89. Пейсах Э. Е. Система оптимизационного кинематического синтеза рычажных механизмов. / Э. Е. Пейсах // Теория механизмов и машин. – Харьков, 1984 (вып.37) . – С.3 – 8.
90. Пейсах Э.Е. Система проектирования плоских рычажных механизмов / Э.Е. Пейсах, В.А. Нестеров. – М.: Машиностроение, 1988. – 232 с.
91. Рэгсделл Р. Обзор методов оптимизации, применяемых при конструировании механизмов / Р. Рэгсделл // Тр. Амер. общ. инж.-механ. Конструирование и технология машиностроения. – М.: Мир, 1976. - №3. – С. 245–251.
92. Реклейтис Г. Оптимизация в технике / Г. Реклейтис, А. Рейвиндран, К. Рэгдсел. Книга 1. – М.: Мир, 1986. – 349 с.
93. Реклейтис Г. Оптимизация в технике / Г. Реклейтис, А. Рейвиндран, К. Рэгдсел. Книга 2. – М.: Мир, 1986. – 320 с.
94. Сатонин А.В. Развитие методов расчета, совершенствование технологических режимов и конструктивных параметров механического оборудования листопрокатного производства: дис. ... д-ра техн. наук: 05.03.05 / Сатонин Александр Владимирович. – Краматорск, 2001. – 616 с.
95. Свідоцтво № 53215 про реєстрацію авторського права на твір «Комп'ютерна програма – Система автоматизованого розрахунку параметрів кривошипних гаряче штампувальних пресів» від 21.01.2014 р. / Автори: О.В. Явтушенко , А.В. Явтушенко.
96. Свідоцтво № 53216 про реєстрацію авторського права на твір «Комп'ютерна програма – Система автоматизованого проектування технологічних процесів гарячого штампування» від 21.01.2014 р. / Автори Явтушенко О.В., Явтушенко А.В.
97. Свистунов В.Е. Кузнечно-штамповочное оборудование. Кривошипные прессы / В.Е. Свистунов. – М.: МГИУ, 2008. – 704 с.
98. Семенов М.В. Кинематические и динамические расчеты исполнительных механизмов / М.В. Семенов. – Л.: Машиностроение, 1974. – 432 с.

99. Середа Б.П. Оптимизация параметров планетарного привода кузнечно-прессовых машин / Б.П. Середа, А.В. Явтушенко, Т.А. Васильченко, А.В. Глебенко // Совершенствование процессов и оборудования обработки металлов давлением в металлургии и машиностроении : сбор. научн. трудов. – Краматорск : ДГМА, 2009. – № 1 (20). – С. 306 – 311.
100. Сигорский В.П. Математический аппарат инженера / В.П. Сигорский. – К.: Техника, 1977. – 768 с.
101. Силанов В.И. Алгоритм поиска оптимальной конструкции базовых деталей прессов / В.И. Силанов // Известия вузов. Машиностроение. – № 7. – 1982. – С. 140–144.
102. Соболев И.М. Выбор оптимальных параметров в задачах со многими критериями / И.М. Соболев, Р.Б. Статников. – М.: Наука, 1981. – 110 с.
103. Степанов А.В. Разработка методов структурного синтеза механизмов с применением компьютерных технологий: дис. ... докт. техн. наук: 05.02.18 / Степанов Александр Васильевич. – Новокузнецк, 2013. – 413 с.
104. Сторожев М.В. Основы расчета кривошипных прессов / М.В. Сторожев // Вестник металлопромышленности. – 1935. – № 10. – С. 103 – 156.
105. Сторожев М.В. Основы расчета кривошипных прессов / М.В. Сторожев // Вестник металлопромышленности. – 1935. – № 11. – С. 115 – 179.
106. Стравинский С.С. Синтез четырехзвенных механизмов по заданному закону движения ведомого звена / С.С. Стравинский // Изв. вузов. Машиностроение. – 1980. – № 10. – С. 42–46.
107. Сумский С.Н. Метод оптимального синтеза механизма резания барабанных летучих ножниц / С.Н. Сумский, Г.П. Тетерин, Н.С. Сумский // Вестник машиностроения. – 1987. – № 10. – С. 26–30.
108. Українсько-російський словник наукової термінології / За заг. ред. Л.О. Симоненко. – К.: Ірпінь: ВТФ «Перун», 2004. – 416 с.
109. Федченко В.П. Алгоритм кинематического синтеза механизма Уатта для воспроизведения движения с ос тановками / В.П. Федченко // Механика машин, вып. 48. – М.: Наука. – 1975. – С. 95–112.

110. Филькин И.Н. О повышении производительности кривошипных прессов двойного действия / И.Н. Филькин // Кузнечно-штамповочное производство. – 1965. – № 4. – С. 34–38.
111. Хитрик В.Э. Методы динамической оптимизации механизмов машин-автоматов / В.Э. Хитрик. – Л.: Изд-во Ленингр. ун-та, 1974. – 116 с.
112. Хог Э. Прикладное оптимальное проектирование / Э. Хог, Я. Арора. – М.: Мир, 1983. – 478 с.
113. Хорунжин В.С. Кинематический и динамический синтез пространственных рычажных механизмов с выстоями выходного звена по заданной циклограмме : дис. ... докт. техн. наук: 05.02.02 / Хорунжин Владимир Степанович. – Омск, 2000. – 311 с.
114. Черкутдинов С.А. К синтезу шарнирного шестизвенного механизма с остановками / С.А. Черкутдинов, Н.В. Сперанский, И.Г. Олейник // Анализ и синтез машин-автоматов. – М.: Наука, 1965. – С. 216–227.
115. Явтушенко А.В. Аналитическая кинематика прижимных механизмов механических прессов / А.В. Явтушенко // Вісник СевНТУ : збірн. наук. праць. Серія: Механіка, енергетика, екологія. – Севастополь: вид-во СевНТУ, 2014. – Випуск 148/2014. – С. 161 – 167.
116. Явтушенко А.В. Аналитическая кинематика шестизвенного механизма вытяжного пресса / А.В. Явтушенко, А.В. Явтушенко, Т.А.Васильченко // Збірник наукових праць. Серія галузеве машинобудування, будівництво. – Вип. 2 (41). – Полтава: олтНТУ, 2014. – С. 89–94.
117. Явтушенко А.В. Аналитический расчет кинематических характеристик механизма прижима вытяжного пресса двойного действия / А.В. Явтушенко // Современная техника и технологии. – Июль 2014. – № 7 [Электронный ресурс]. – Режим доступа : <http://technology.snauka.ru/2014/07/4164> (Дата обращения 06.07.2014).
118. Явтушенко А.В. Аналитический расчет кинематических характеристик механизма прижима вытяжного пресса двойного действия / А.В. Явтушенко // Материалы международной науч.-практ. конференции «Динамика научных исследований –2014» (07- 15 июля 2014 г., Польша) . Том 8. Технические науки.

Математика. Физика. Новейшие информационные технологии. –
Przemyśl: Nauka i studia, 2014. – С. 14–25.

119. Явтушенко А.В. Задачи и методы синтеза исполнительных механизмов механических прессов / А.В. Явтушенко // Обработка материалов давлением : сб. научн. трудов. – Краматорск : ДГМА, 2014, – № 1 (38). – С. 245 – 250.

120. Явтушенко А.В. Зубчато-рычажные исполнительные механизмы специализированных кривошипных прессов / А.В. Явтушенко, А.В. Глебенко, Т.А. Васильченко // Совершенствование процессов и оборудования обработки металлов давлением в металлургии и машиностроении : темат. сб. научн. трудов. – Краматорск: ДГМА, 2006. – С. 436 – 441 .

121. Явтушенко А.В. Зубчатый привод кривошипных прессов. Структура и оптимизация / А. В. Явтушенко. – Saarbrücken : LAP Lambert Academic Publishing , 2012. – 67 с .

122. Явтушенко А.В. Кинематика многозвенного прижимного механизма механических прессов / А.В. Явтушенко, А.В. Явтушенко, Т.А. Васильченко // Современная техника и технологии . 2014 , № 3 [Электронный ресурс]. – Режим доступа : <http://technology.snauka.ru/2014/03/3324> (Дата обращения 17.03.2014).

123. Явтушенко А.В. Кинематические характеристики дезаксиального кривошипно-ползунного механизма / А.В. Явтушенко, А.В. Глебенко, О.А. Калантаева, А.С. Проскурня // Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету імені Михайла Остроградського . – Кременчук : КДПУ . – 2009. – Вип. 6/2009 (59, ч. 2). – С. 94 – 99.

124. Явтушенко А.В. Кинематические характеристики дезаксиального кривошипно-ползунного механизма кривошипных прессов / А.В. Явтушенко, А.В. Явтушенко, О.А. Калантаева // Современная техника и технологии. – 2014, № 6 [Электронный ресурс]. – Режим доступа : <http://technology.snauka.ru/2014/06/3806> (Дата обращения 02.06.2014).

125. Явтушенко А.В. Кинематические характеристики исполнительных механизмов кривошипных прессов / А.В. Явтушенко, А.В. Глебенко, Т.А.

Васильченко // Ресурсозберігаючі технології виробництва та обробки металів тиском в машинобудуванні : збірн. наук. статей. – Луганськ: Вид-во СХУ ім. В. Даля, 2006. – С. 128 – 133.

126. Явтушенко А.В. Кинематический анализ зубчато-рычажного главного исполнительного механизма специализированных кривошипных прессов / А.В. Явтушенко, А.В. Глебенко, Т.А. Васильченко // Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля. В 2-х ч. Част. 1. – Луганськ : вид-во СХУ ім. В. Даля, 2006. – №6 (100). – С. 35 –44 .

127. Явтушенко А.В. Кинематический анализ исполнительного восьмизвенного механизма вытяжного пресса / А.В. Явтушенко // Материалы международной научно-практической конференции « Перспективы мировой науки –2014 » (30 июля –07 августа 2014 г., Великобритания) . Том 9. Математика. Физика. Новейшие информационные технологии. Технические науки. Конструирование и архитектура – Sheffield: Science and education LTD, 2014. – С. 44–55.

128. Явтушенко А.В. Кинематический анализ исполнительного шестизвенного механизма вытяжного пресса / А.В. Явтушенко // Материалы международной научно-практической конференции «Прикладные научные разработки – 2014» (27 июля – 05 августа 2014 г. Чехия). Том 19. Технические науки. – Praha: Education and Science, 2014. – С. 3–12.

129. Явтушенко А.В. Методы и условия синтеза исполнительных механизмов механических прессов / А.В. Явтушенко // Материалы 10-й международной научно-практической конференции «Новейшие научные достижения. – Т. 32. Технологии. – София, «Бял ГРАД-БГ» ООД. – 2014. – С. 35-37.

130. Явтушенко А.В. Методы синтеза кривошипно-ползунного механизма кривошипных прессов / А.В. Явтушенко // Современная техника и технологии. 2015, № 3 [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://technology.snauka.ru/2015/03/6334> (Дата обращения 08.04.2015).

131. Явтушенко А.В. Оптимизационный параметрический синтез исполнительного механизма вытяжного пресса / А.В. Явтушенко // Збірник

наукових праць . Серія галузеве машинобудування , будівництво . – Вип. 2 (41). – Полтава: ПолтНТУ, 2014. – С. 95 – 101 .

132. Явтушенко А.В. Оптимизационный параметрический синтез прижимного механизма вытяжного прессы / А.В. Явтушенко // Материалы X международной научно-практической конференции «Наука: теория и практика – 2014 » (07- 15 августа 2014 г., Польша) . Том 7. Технические науки. Математика. Физика. Новейшие информационные технологии. – Przemyśl: Nauka i studia, 2014. – С. 3–11.

133. Явтушенко О .В. Проектування та розрахунок кривошипних пресів : навч. посібник / О.В. Явтушенко . – Запоріжжя : Вид-во ЗНТУ, 2006. – 301 с.

134. Явтушенко О.В. Проектування та розрахунок кривошипних пресів . Курсове проектування: навч. посібник / О.В. Явтушенко, А.В. Глебенко, Т.О. Васильченко. - Запоріжжя: Вид-во ЗНТУ, 2012. – 436 с.

135. Явтушенко А. В. Структурный синтез прижимных механизмов механических прессов / А.В. Явтушенко // Обработка материалов давлением : сбор. науч. трудов . – Краматорск : ДГМА, 2014. – № 2 (39). – С. 234– 240.

136. Явтушенко А.В. Условия синтеза исполнительных механизмов механических прессов / А.В. Явтушенко // Международная научно-техническая конференция «Университетская наука-2014»: сб. тезисов докладов в 4-х томах. Т. 1. Металлургический факультет. – Мариуполь: ПГТУ, 2014. – С. 149-150.

137. Box MJ A new method of constrained optimization and a comparison with other methods / MJ Box // The Comp. Journal. – 1965. – P. 42–52.

138. Metal forming handbook / Schuler. – Berlin ; Heidelberg ; New York etc.: Springer 1998. – 563 p.

139. Müller S. Gesichtspunkte für die Gestaltung von Kurbel- und Tie fziehpressen / S. Müller // Maschinenbautechnik . – 21, 1972 . – № 4. – Уд . 170 – 174.

140. Nelder JA, Mead R. A simplex method for function minimization / JA Nelder, R. Mead // The Comp. Journal. – № 7 . – 1965. – P. 308–313.

141. Quercy A. Travail des Métaux en Feuilles. Decoupage – emboutissage / A. Quercy . – Paris : Dunod, 1962. – 288 p.

142. Saaty TL Mathematical Methods of Operations Research / TL Saaty. – New York : McGraw-Hill. – 1959. – 357 p.
143. Wassilief B. Travaux et Outillage à la Presse / B. Wassilief. – Paris, Dunod, 1967. – 123 p.