

**В.І. Мороз, О.В.Братченко, К.В. Астахова**

**Основи конструювання і САПР технічних  
засобів залізничного транспорту**

**Довідково-допоміжні матеріали до самостійного  
вивчення теоретичного курсу та виконання  
курсowego проекту**

*Навчальний посібник*

*Рекомендовано Міністерством освіти і науки України як  
навчальний посібник для студентів вищих навчальних  
закладів залізничного транспорту*

**Харків – 2010**

УДК 629.01:004.896

Мороз В.І., Братченко О.В., Астахова К.В. Основи конструювання і САПР технічних засобів залізничного транспорту. Довідково-допоміжні матеріали до самостійного вивчення теоретичного курсу та виконання курсового проекту: Навч. посібник. – Харків: УкрДАЗТ, 2010. – 136 с.

Навчальний посібник довершує комплексне методичне забезпечення з дисципліни “Основи конструювання і САПР”, містить модульну структуру теоретичного курсу, а також довідково-допоміжні матеріали до його самостійного вивчення і виконання курсового проекту.

Призначається для студентів, а також аспірантів інженерно-транспортних спеціальностей вищих навчальних закладів.

Іл.35, табл. 9, бібліогр.: 21 назв.

*Рекомендовано Міністерством освіти і науки України як навчальний посібник для студентів вищих навчальних закладів залізничного транспорту (№ 1/11-209 від 22.01.2010 р.)*

#### Рецензенти:

В.С. Гапонов, д-р техн. наук, професор, завідувач кафедри «Деталі машин і прикладна механіка» Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут»

А.П. Кудряш, д-р техн. наук, професор, провідний науковий співробітник Інституту проблем машинобудування НАНУ

Л.А. Тимофєєва, д-р техн. наук, професор, директор ДП «Харківський орган сертифікації залізничного транспорту»

ISBN 978-966-2033-16-8

© Українська державна академія  
залізничного транспорту, 2010

## ЗМІСТ

Перелік основних скорочень і позначень .....	.....	4
Передмова .....	...	6
1. Модульна структура теоретичного курсу і методичні поради до вивчення дисципліни “Основи конструювання і САПР” .....	.....	8
2. Основи проектування кулачкових механізмів для транспортних технічних засобів .....	.....	17
3. Сучасні аналітичні методи кінематичного аналізу важільних механізмів технічних засобів залізничного транспорту.....	.....	54
4. Завдання, керівні та допоміжно-довідкові матеріали до виконання курсового проекту з дисципліни «Основи конструювання і САПР»... ..	.....	75
5. Допоміжні матеріали до використання методів математичного планування експерименту в курсовому проектуванні.....	.....	81
6. Оптимізаційне проектування зубчатих механізмів транспортних технічних засобів.....	.....	91
Бібліографічний список.....	.....	112
Додатки.....	.....	114

## Перелік основних скорочень і позначень

- АРМ – автоматизоване робоче місце  
ДВЗ – двигун внутрішнього згорання  
ДМ – динамічна модель  
ЕОМ – електронно-обчислювальна машина  
ІР – індивідуальна робота  
КДВЗ – комбінований двигун внутрішнього згорання  
КМГР – кулачковий механізм газорозподілу  
КП – курсовий проект  
КШМ – кривошипно-шатунний механізм  
ЛП – лабораторний практикум  
ММ – математична модель  
МПЕ – математичне планування експерименту  
«ОК і САПР» - «Основи конструювання і САПР»  
ОС – операційна система ЕОМ  
ПЗ САПР – програмне забезпечення САПР  
ПМК – поточний модульний контроль знань студентів  
САПР – система автоматизованого проектування  
ТЕП – техніко-економічні показники  
ТЗ – технічний засіб  
ТЗ САПР – технічне забезпечення САПР  
УММ – узагальнена математична модель (макромодель)  
ФК – форма контролю знань студентів  
ЧП – час-переріз клапанів  
 $\eta_{II}$  - коефіцієнт повноти діаграми переміщень клапанів ДВЗ  
 $\varphi_{\partial}$  – кут дії кулачка  
 $h_{max}$  – максимальне переміщення клапана  
 $S_{max}$  - максимальне переміщення штовхача КМГР  
 $S_0$  - величина теплового зазору в КМГР з боку штовхача  
 $r_0$  – радіус початкової окружності робочого профілю кулачка  
 $\rho$  – радіус ролика штовхача

$\omega_1$  - кутова швидкість початкової ланки (кулачка КМГР, кривошипа КШМ)  
 $S_i$  – поточна величина лінійного переміщення ланки  
 $v_i$  – поточна величина лінійної швидкості ланки  
 $a_i$  – поточна величина лінійного прискорення ланки  
 $v_{qi}$  – поточна величина аналога лінійної швидкості ланки  
 $a_{qi}$  – поточна величина аналога лінійного прискорення ланки  
 $\omega_{qi}$  – поточна величина аналога кутової швидкості ланки  
 $\varepsilon_{qi}$  – поточна величина аналога кутового прискорення ланки  
 $m$  – ділительний модуль зубців  
 $z$  – число зубців зубчатого колеса  
 $U_{ij}$  – передаточне відношення зубчатої передачі  
 $N_{maxD,d}$  – максимальний допустимий розрахунковий натяг для маточини зубчатого колеса та вала  
 $P_{don}$  – допустимий питомий контактний тиск  
 $N_{cm.max}$  – максимальний натяг стандартної посадки  
 $N_{cm.min}$  – мінімальний натяг стандартної посадки  
 $D, d$  – позначення номінального розміру з'єднання відповідно для отвору та вала  
 $T_D, T_d$  – допуски розмірів отвору та вала  
 $ES, EI$  – верхнє і нижнє граничні відхилення розміру отвору  
 $es, ei$  – верхнє і нижнє граничні відхилення розміру вала

## Передмова

Навчальними планами спеціальності “Промислова теплоенергетика” (7.090510) передбачено вивчення студентами денної (четвертий курс) і заочної (п’ятий курс) форм навчання дисципліни “Основи конструювання і САПР” (“ОК і САПР”). Базою для її засвоєння є набуті раніше знання з вищої математики, обчислювальної техніки, матеріалознавства, теоретичної та прикладної механіки.

Необхідність подальшої загальнонаукової та загальноінженерної підготовки на основі вивчення дисципліни «ОК і САПР» обумовлена тим, що сучасний інженер, окрім знань з дисциплін проектно-конструкторського профілю, повинен мати відповідну методологічну підготовку в галузі техніки і технічних наук. Це забезпечить можливість орієнтування молодих фахівців у світі техніки, який безперервно оновлюється. Тому дисципліна «ОК і САПР» передбачає вивчення студентами методології і сучасних методів проектування типових об’єктів відповідної галузі, застосування ЕОМ на різних етапах проектування, розробки та оформлення конструкторської документації, принципів побудови та практичного використання САПР.

Слід зазначити, що надання програмних матеріалів з дисципліни «ОК і САПР» максимально пов’язане з розв’язанням задач за профілем спеціальності. При цьому сучасні методи дослідження і проектування технічних засобів (ТЗ), застосування ЕОМ, використання процедур машинної графіки детально проробляються при виконанні лабораторного практикуму і курсового проектування.

З урахуванням складності курсу, його насичення сучасними теоретичними і прикладними матеріалами, суттєва роль в посиленому вивчанні дисципліни відводиться цілеспрямованій самостійній роботі студентів. Для підвищення її ефективності на кафедрі “Механіка і проектування машин” розроблено комплексне навчально-методичне забезпечення, до складу якого

входять методичний посібник з викладенням основного теоретичного курсу, а також методичні матеріали до виконання лабораторного практикуму і окремих розділів курсового проекту.

Разом з тим в умовах функціонування кредитно-модульної системи організації навчального процесу виникла необхідність узагальненого розгляду модульної структури теоретичного курсу дисципліни «ОК і САПР» і надання рекомендацій (у сукупності з довідково-допоміжними матеріалами) до його самостійного вивчення. До того ж багаторічний досвід викладання цієї дисципліни обґрунтував доцільність висвітлення в посібнику важливих для підготовки спеціалістів транспорту тематичних модулів, в яких на сучасному рівні розглядаються основи проектування кулачкових механізмів, а також аналітичні методи кінематичного аналізу механізмів технічних засобів залізничного транспорту.

Враховуючи зв'язок вивчення теоретичних матеріалів з проведенням курсового проектування, посібник містить завдання, керівні та допоміжно-довідкові матеріали для виконання курсового проекту з дисципліни «ОК і САПР».

Висловлюємо вдячність шановним рецензентам – доктору технічних наук, професору Гапонову Володимиру Степановичу, доктору технічних наук, професору Кудряшу Анатолію Петровичу і доктору технічних наук, професору Тимофеевій Ларисі Андріївні. Автори також вдячні усім, хто сприяв підготовці і виданню цього навчального посібника.

Зауваження і побажання щодо покращення книги просимо надсилати за адресою: 61050, Харків, майдан Фейєрбаха, 7, Українська державна академія залізничного транспорту, кафедра “Механіка і проектування машин”.

# **1. Модульна структура теоретичного курсу і методичні поради до вивчення дисципліни “Основи конструювання і САПР”**

Дисципліна “ОК і САПР” є розрахунково-конструкторським курсом, спрямованим на отримання майбутніми інженерами знань щодо методології проектування складних технічних систем, сучасних методів проектування і конструювання ТЗ, навичок застосування ЕОМ для проведення проектувальних розрахунків і отримання конструкторської документації з використанням підсистем САПР типових об’єктів за профілем спеціальності.

Отримані раніше знання дозволяють студентам у рамках курсу “ОК і САПР” перейти до засвоєння вищих ступенів загальноінженерної підготовки (сучасних методів аналізу, синтезу, оптимізації конструкції ТЗ, відповідних типових проектних процедур, які орієнтовані на використання в САПР) і на цій основі набути необхідні уявлення про стратегію, сучасні технічні засоби для розв’язання актуальних інженерних задач.

Поданий матеріал узагальнює багаторічний досвід викладання дисципліни “ОК і САПР” і спрямований на підвищення ефективності самостійної роботи при засвоєнні теоретичного курсу. Його основним елементом є подана нижче модульна структура дисципліни, яка дає повне уявлення про обсяг, основні і додаткові розділи курсу, можливість опрацювання теоретичних питань у рамках курсового проектування (КП), лабораторного практикуму (ЛП) або індивідуальної роботи (ІР) під керівництвом викладача, а також форми контролю знань (ФК), що використовуються. Так, стосовно до відповідних розділів, виділені межі проведення поточного модульного контролю знань (ПМК), приймання ЛП, захист КП, іспит з курсу. При цьому слід зазначити, що на підставі високих результатів за всіма поточними ФК може



формуватися підсумкова оцінка знань студента з дисципліни “ОК і САПР”.

Нижче подано рекомендовану послідовність вивчення курсу “ОК і САПР”, який розділено на 6 змістових модулів.

### ***Змістовий модуль 1. Загальні питання створення нової техніки. Основні стадії розробки проектів нових технічних засобів***

Визначення нової техніки. Основні шляхи створення нової техніки. Міжнародний розподіл праці в машинобудуванні. Поняття про життєвий цикл ТЗ. Науково-технічні проблеми створення нової техніки: досягнення високого технічного рівня і якості ТЗ, забезпечення і охорони новизни технічних рішень. Головні техніко-економічні показники ТЗ.

Основні критерії працездатності і розрахунків деталей машин (проектувальних і перевірних). Надійність ТЗ. Імовірність безвідказної роботи технічних систем при послідовному та паралельному з'єднанні їх складових елементів.

Економічні аспекти створення нової техніки. Економічно спрямоване проектування. Техніко-економічне обґрунтування вибору варіанта конструкції. Мета і принципи проведення техніко-економічних розрахунків на різних стадіях проектування. Вплив основних ТЕП на економічну ефективність ТЗ. Показники (маса, структурна матеріаломісткість) і шляхи зниження матеріаломісткості. Методи оцінки (масовий, аналоговий) і шляхи зниження трудомісткості. Методи оцінки і шляхи зниження собівартості ТЗ.

Передпроектні стадії, мета і методи проведення. Зміст технічного завдання на проектування ТЗ. Застосування наукового прогнозування та планування при розробці технічного завдання. Методи наукового прогнозування.

Основні проектні стадії. Стадії технічної пропозиції, ескізного проекту, технічного проекту, робочого проекту. Особливості оформлення пояснювальної записки на різних стадіях проектування (ФК – КП). Стадія створення, випробувань дослідного зразка та запуск ТЗ у виробництво.

Загальні принципи, методи опрацювання конструкції ТЗ на різних стадіях проектування. Методи побудови машин на базі уніфікації (метод секціонування; методи базового агрегату, агрегування і комплексної стандартизації; методи конвертування і модифікування; метод компаудування). Методи, що застосовуються в процесі конструювання ТЗ: методи комбінування, інверсії, аналогії, емпатії.

Контроль якості проекту. Основні групи помилок у конструкторській документації (проектно-конструкторські помилки, помилки в розрахунках і розмірах). Порядок внесення змін у конструкторську документацію (ФК – КП).

## ***Змістовий модуль 2. Елементи сучасної методології автоматизованого проектування нових ТЗ. Математичне моделювання при проектуванні і конструюванні технічних засобів***

Основні положення системного проектування ТЗ. Характеристика і роль системно-функціонального, системно-компонувального, системно-структурного і системно-інтегративного теоретичних аспектів у створенні нових ТЗ.

Формування загальної стратегії розв'язання проектно-конструкторських задач. Характеристика лінійних, циклічних і розгалужених стратегій конструювання. Перспективи застосування в САПР адаптивних стратегій конструювання.

Основні принципи проектування. Принципи ієрархічності та декомпозиції (блочності) опису ТЗ. Характеристика блочно-ієрархічної схеми об'єкта проектування. Ієрархічні рівні. Поняття

“надсистема”, “система”, “підсистема”, “базовий елемент”. Характеристика методів спадного та висхідного проектування. Принципи багатоетапності, ітераційності та оптимальності проектування. Характеристика і приклади етапів проектування, проектних процедур і проектних операцій. Принципи типізації та уніфікації проектних рішень, засобів проектування. Укрупнена класифікація типових проектних процедур. Процедури аналізу (одноваріантного, багатоваріантного) і синтезу (параметричного, структурного). Укладність процедур аналізу в процедури оптимізації (ФК –КП).

Функціональне та структурне проектування ТЗ. Задачі та загальні підходи до проведення функціонального і структурного проектування ТЗ. Способи формалізованого опису (запису) ТЗ. Запис ТЗ у вигляді блок-схем, матриць, графів. Побудова "І", "І-АБО" дерев ТЗ. Коренева та ярусні вершини, кущі, гілки, листя дерев. Поняття альтернативної лінійки (ФК – ПМК).

Роль математичного моделювання на етапах функціонального і структурного проектування. Основні вимоги до математичних моделей (ММ). Оцінка універсальності, точності, адекватності та економічності ММ. Загальна класифікація ММ. Розподіл ММ за характером подання властивостей об’єкта - функціональні та структурні ММ; за належністю до ієрархічного рівня – ММ на мікро-, мета- і макрорівнях; за ступенем деталізації опису об’єкта - повні ММ і макромоделі (узагальнені ММ); за способом подання властивостей об’єкта - аналітичні, алгоритмічні та імітаційні ММ; за способом одержання – теоретичні і емпіричні ММ (ФК –ЛП, КП).

Методичні аспекти створення теоретичних ММ. Актуальність створення теоретичних ММ функціонування механізмів сучасних теплових двигунів. Розподіл основних і допоміжних механізмів двигуна за видом геометричних характеристик передачі руху (геометричних передавальних функцій положення, швидкості, прискорення, прискорення другого порядку). Динамічна модель (ДМ) – основа для розробки ММ.

Теоретичні аспекти побудови ДМ механізмів двигунів. Представлення ланок у ДМ. Тверді та пружні ланки. В'язко-пружна ланка Фойхта, її пружні та дисипативні параметри. Подання зв'язків у ДМ, геометричні та динамічні зв'язки. Приклади різних характеристик динамічних зв'язків (лінійного, лінійного при наявності зазору, враховуючого внутрішнє тертя). Поняття про динамічну структуру механізмів (подану у вигляді двох контурів). Теоретичні та реальні закони руху механізмів.

Побудова ДМ на основі 1-го (ДМ1) та 2-го контурів (ДМ2) динамічної структури. Їх орієнтація на розв'язання задач динаміки. Визначення параметрів ДМ. Приклади розробки таких моделей для різних механізмів теплових двигунів. Складання ММ, що відповідає вибраній ДМ об'єкта дослідження. Сучасні підходи до складання відповідних рівнянь руху (на основі диференціальних рівнянь Лагранжа другого роду, другого закону динаміки, теореми про зміну кінетичної енергії).

Використання теоретичних ММ для дослідження динаміки і віброактивності ТЗ (на прикладі дослідження віброактивності стаціонарного ДВЗ). Моделювання вільних і вимушених коливань системи з тертям. Складання ДМ, рівнянь руху та їх розв'язання. Резонансні режими. Вплив тертя в системі на віброактивність ТЗ. Коефіцієнт віброзахисту. Віброзахисні системи. Уточнення розрахунків на міцність ТЗ за результатами моделювання динаміки ТЗ.

Раціональне отримання та використання при проектуванні емпіричних узагальнених математичних моделей (УММ) за допомогою сучасних методів математичного планування експерименту (МПЕ). Основні положення та практичне застосування теорії МПЕ в інженерній практиці. Вибір факторів і інтервалів їх варіювання, нормування факторів. Вибір виду УММ і математичного плану. Перевірка адекватності УММ за величиною дисперсії адекватності, за критерієм Фішера. Оцінка значущості коефіцієнтів УММ за критерієм Стюдента.

Приклади раціонального одержання УММ для проектування теплових двигунів (ФК- ЛП, КП, ПМК, залік з курсу).

### ***Змістовий модуль 3. Оптимізаційне проектування технічних засобів***

Постановка задачі оптимізаційного проектування ТЗ і сучасні підходи до її розв'язання. Формальна схема оптимізації. Вибір оцінок оптимальності, економічних і технічних критеріїв, визначення границь оптимізації. Первинні та вторинні критерії. Вибір незалежних змінних. Поняття цільової функції.

Постановка, математичний запис і загальні підходи до розв'язання задач прямої (одновимірної) оптимізації ТЗ, оптимізації з протилежними функціями відклику. Постановка, математичний запис і загальні підходи до розв'язання задач багатовимірної оптимізації при проектуванні ТЗ. Підходи до формування цільової функції. Процедура згортання векторного критерію. Прямі та функціональні обмеження. Області можливих і допустимих рішень задач оптимізації (ФК – ЛП, КП).

Основні методи та алгоритми, що використовуються для оптимізаційного проектування ТЗ. Різновиди екстремумів цільової функції, необхідні та достатні умови екстремуму цільової функції (використання градієнта цільової функції, матриці Гессе). Інженерні приклади та графічна інтерпретація (бінарні перерізи) одно- і багатоекстремальних поверхонь відклику (ФК- ЛП).

Загальна характеристика алгоритмів і чисельних методів пошуку екстремуму цільової функції. Методи безумовної локальної оптимізації нульового порядку при одновимірному (метод дихотомії, Фібоначчі, золотого перерізу) і багатовимірному (методи деформованого багатогранника, Гауса-Зейделя, Пауелла) пошуках. Методи першого (градієнтні методи) і другого (метод Ньютона) порядків. Загальні підходи до розв'язання задач умовної оптимізації. Формування узагальненої цільової функції (на основі використання невизначених

множників Лагранжа, штрафних функцій). Застосування раціональних методів, побудованих на використанні допоміжних УММ (на загальному прикладі оптимізаційного проектування механізмів теплових двигунів).

Основні напрямки розв'язання актуальних задач оптимізаційного проектування ТЗ (на прикладах типових об'єктів за профілем спеціальності). Проектування раціональних механізмів і пристроїв з оптимальною структурою. Оптимізація структури складних механізмів сучасних ТЗ. Метод виявлення та усунення надлишкових зв'язків (на основі аналізу рухомостей у незалежних контурах). Використання формул О.П.Малишева, О.Г.Озола, Х.І.Гофмана. Оптимізація структури кривошипно-шатунних механізмів теплових двигунів.

Оптимізація елементів конструкції ТЗ. Оптимізація конструкції тягових редукторів локомотивів за критерієм довговічності. Оптимізація конструкції закритих технологічних ємностей за критерієм мінімальної матеріаломісткості. Загальні підходи до оптимізації конструкції різних трубопроводів. Оптимізація конструкції елементів ТЗ за критерієм корозійної стійкості. Оптимізація конструкції швидкохідних валів (роторів турбін, компресорів, вентиляторів) за критерієм мінімальної матеріаломісткості. Загальні підходи до оптимізації конструкції редукторів за критерієм мінімальної маси, мінімальних габаритів, рівномірності зубців (ФК- КП, ПМК).

#### ***Змістовий модуль 4. Основи побудови і ефективного використання САПР технічних засобів***

Актуальність і перспективи створення та застосування САПР. Класифікація САПР. Класифікаційні угруповання САПР (за типом об'єкта проектування, за складністю об'єкта проектування, за рівнем автоматизації проектування, за числом рівнів у структурі технічного забезпечення). Основні принципи

та стадії розробки САПР. Структурні складові САПР. Основні види забезпечень САПР (технічне, методичне, програмне, інформаційне та організаційне забезпечення). Проектуючі та забезпечуючі підсистеми САПР.

Структура технічного забезпечення (ТЗ) САПР. Комплекс технічних засобів САПР: підготовка, введення, відображення та документування даних. Укрупнена схема трирівневої САПР. Термінальний комплекс, термінальна станція, абонентські термінали. Структура обчислювальних мереж для різних рівнів САПР. Глобальні та локальні обчислювальні мережі. Характеристика обчислювальних мереж: з радіальною структурою; зі структурою за правилом "кожен вузол з кожним"; з петльовою і радіально-петльовою структурою. Структура комплексу технічних засобів автоматизованого робочого місця (АРМ) конструктора (ФК – ЛР). Особливості інформаційного забезпечення САПР. Моніторна система САПР. Зв'язки між програмними модулями за управлінням і інформацією. Організація зв'язків за інформацією.

Методичне забезпечення САПР. Особливості математичного забезпечення проектуючих і обслуговуючих підсистем САПР. Лінгвістичне забезпечення САПР. Мови програмування. Основні вимоги, характеристика. Мови проектування. Дворівневе лінгвістичне забезпечення САПР. Програмне забезпечення (ПЗ) САПР. Архітектура ПЗ однорівневої САПР. ПЗ проектуючої та обслуговуючої підсистем. ПЗ підсистеми інтерактивної машинної графіки. Операційна система (ОС) ЕОМ. Розділ ОС за режимом обробки задач, за способом взаємодії з користувачем.

### ***Змістовий модуль 5. Режими та засоби взаємодії конструктора і ЕОМ у САПР***

Основні етапи і дії користувача САПР у режимі пакетної обробки задач проектування. Основні етапи і дії в режимі прямого

контакту користувача САПР з обчислювальною системою (ФК – ЛП, КП). Діалогові (пасивні, інтерактивні) режими роботи користувача САПР. Сучасні стратегії проектування в САПР. Лінійна, циклічна, розгалужена та адаптивна стратегії.

Структура методичного забезпечення САПР КДВЗ. Блочно-ієрархічна схема комбінованого двигуна внутрішнього згоряння (КДВЗ) і її аналіз. Критерії оптимізаційного проектування КДВЗ (за паливною економічністю). Стратегія та принципова схема оптимізаційного проектування КДВЗ у САПР. Особливості організації робіт і методичного забезпечення проектуючої підсистеми "Механізм газорозподілу" САПР КДВЗ.

Перспективи створення та ефективного застосування САПР ТЗ. Характеристика розроблених на цей час елементів САПР сучасних ТЗ. Основні напрямки розвитку САПР. Вдосконалення пакетів прикладних програм для машинної графіки. Розвиток інформаційного, лінгвістичного та програмного забезпечень САПР (ФК - ПМК).

### ***Змістовий модуль 6. Генетичний та методологічний аспекти створення технічних систем і технічних засобів нового покоління для залізничного транспорту***

Генетичний аспект створення транспортних технічних систем і технічних засобів нового покоління (ТЗНП). Загальні уявлення про устрій, основні системи і модулі конструкції ТЗНП. Методологічний аспект їх створення.

Елементи сучасної методології проектування ТЗНП. Системний підхід. Загальна характеристика традиційної і нової концепцій проектування ТЗНП.

Стратегії, принципи і методи автоматизованого проектування. Сучасні методи і засоби для оптимізаційного проектування ТЗНП (ФК – захист КП, іспит).



## 2. Основи проектування кулачкових механізмів для транспортних технічних засобів

У розширенні уніфікованих потужнісних рядів транспортних двигунів внутрішнього згоряння особлива увага приділяється їх форсуванню за середнім ефективним тиском, що реалізується за рахунок удосконалення процесів наддування і паливоподавання.

У цьому плані перспективним напрямком робіт з підвищення паливної економічності чотиритактних дизелів (поряд з удосконаленням процесів сумішоутворення, згоряння, теплопередачі) можна вважати розробки з поліпшення газообмінних процесів у циліндрах, що досягається за рахунок підвищення ефективності функціонування кулачкового механізму газорозподілу (КМГР), яка оцінюється за величиною «час-переріз» (ЧП) клапанів.

Незважаючи на все різноманіття конструкцій механізмів приводу, величина ЧП клапанів у результаті визначається газорозподільними кулачками, профілювання яких повинне виконуватися з урахуванням численних технічних і технологічних умов, характеристики міцності і обмежень за умови забезпечення прийнятних динамічних характеристик, обумовлених відсутністю розривів у кінематичному ланцюзі механізму приводу клапанів.

При цьому як порівняльний показник ефективності різних варіантів профілів кулачків за ЧП клапанів (головний критерій) в розрахункових дослідженнях доцільно розглядати коефіцієнт повноти діаграми переміщень клапанів  $\eta_{\Pi}$ , величина якого визначається за формулою

$$\eta_n = \frac{\int_0^{\varphi_{\delta}} h_i d\varphi}{h_{max} \cdot \varphi_{\delta}},$$

де  $\int_0^{\varphi_{\partial}} h_i d\varphi$  - площа під кривою переміщень клапана;

$h_{max}$  - максимальне переміщення клапана;

$\varphi_{\partial}$  - кут дії кулачка (відповідає кутовій довжині відкриття клапана).

Взагалі в існуючих методиках проектування кулачкових механізмів приводу клапанів реалізується один з наведених нижче підходів:

1. Початкове задання вигідного за певними умовами виду кривої прискорень штовхача. На основі її відповідного математичного опису виконуються розрахунки кінематичних характеристик штовхача (клапана) і координати відповідного конструктивного профілю кулачка. Такий підхід використовується при профілюванні газорозподільних кулачків високооборотних дизелів і, як правило, передбачає задання безперервної кривої прискорень штовхача, яка відповідає безударному режиму роботи КМГР.

2. Початкове задання геометричних параметрів профілю кулачка, з використанням яких виконується дослідження кінематичних характеристик штовхача (клапана). При реалізації даного підходу конструктивний профіль кулачка окреслюється сполученими дугами окружностей або відрізками прямих, сполучених з дугами окружностей.

В розділі наведено опис методик, що застосовуються при профілюванні кулачків газорозподільних механізмів транспортних дизелів.

Для профілювання кулачків високооборотних транспортних дизелів досить широко застосовується методика Курца. На рис.1 показані відповідні такому методу профілювання графіки зміни аналогів прискорень  $a_q$ , аналогів швидкостей  $v_q$  і переміщень  $S$  штовхача залежно від кута повороту кулачка  $\varphi$  для половини кута дії кулачка  $\varphi_{\partial}/2$ .

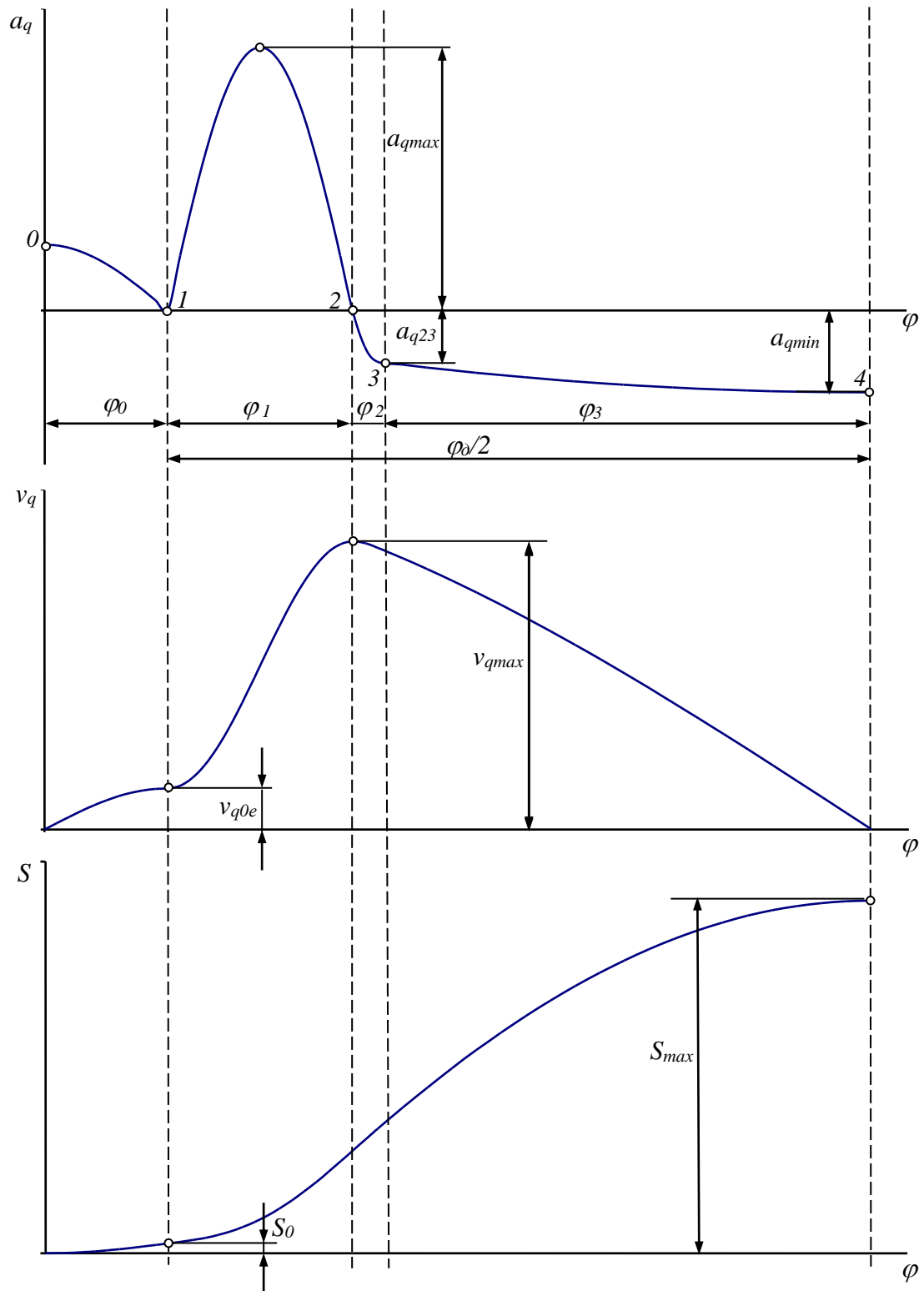


Рис.1. Кінематичні характеристики штовхача, що взаємодіє з кулачком, спрофільованим за методикою Курца

Зв'язок аналогів швидкості  $v_q$  і прискорень  $a_q$  з дійсними значеннями швидкостей  $v$  і прискорень  $a$  штовхача визначається формулами

$$v = v_q \cdot \omega_1,$$

$$a = a_q \cdot \omega_1^2,$$

де  $\omega_1$  - кутова швидкість обертання кулачка (в розрахунках приймається  $\omega_1 = \text{const}$ ).

Методика передбачає попереднє задання безперервної кривої прискорень штовхача, яка на ділянках 0-1, 1-2, 2-3, 3-4 складається з чотирьох відрізків певних математичних кривих, які плавно сполучаються на границях відповідних ділянок (у точках 1, 2 і 3):

- на ділянці кутової довжини  $\varphi_0$  (ділянка збігу - вибирання теплового зазору в КМГР) крива 0-1 відповідає півхвилі косинусоїди;

- на ділянці кутової довжини  $\varphi_1$  додатні прискорення описуються півхвилею синусоїди 1-2;

- від'ємні прискорення на ділянці кутової довжини  $\varphi_2$  змінюються за чвертьхвилею синусоїди 2-3;

- на ділянці кутової довжини  $\varphi_3$  крива від'ємних прискорень 3-4 описана дугою параболи.

При проведенні розрахунків з визначення кінематичних характеристик штовхача як вихідні дані ураховуються:

$S_{max}$  – максимальне переміщення штовхача (пропорційне максимальному підйому клапанів КМГР);

$S_0$  - переміщення штовхача в точці сполучення (т. 1) ділянки збігу з робочою ділянкою профілю кулачка (заданий тепловий зазор у приводі клапанів з боку штовхача);

- кутові довжини  $\varphi_0, \varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$ ; при цьому повинно виконуватися рівняння  $\varphi_1 + \varphi_2 + \varphi_3 = \varphi_0/2$  (кут дії робочого профілю кулачка  $\varphi_0$  вибирається з урахуванням заданих фаз газорозподілу двигуна).

Поточні величини кінематичних параметрів штовхача  $a_{qji}, v_{qji}, S_{ji}$  залежно від кута обертання кулачка  $\varphi_i$  на відповідній  $j$ -й ділянці розраховуються за наведеними нижче формулами.

Ділянка збігу 0-1 ( $0 \leq \varphi_i \leq \varphi_0$ ):

$$a_{q0i} = S_0 \cdot \left( \frac{\pi}{2\varphi_0} \right)^2 \cos\left( \frac{\pi}{2\varphi_0} \varphi_i \right),$$

$$v_{q0i} = S_0 \cdot \frac{\pi}{2\varphi_0} \cdot \sin\left( \frac{\pi}{2\varphi_0} \varphi_i \right),$$

$$S_{0i} = S_0 \cdot \left[ 1 - \cos\left( \frac{\pi}{2\varphi_0} \varphi_i \right) \right].$$

Аналог швидкості штовхача в кінці ділянки збігу, яка відповідає швидкості посадки клапана на сідло, визначається з формули

$$v_{q0e} = S_0 \cdot \frac{\pi}{2\varphi_0}.$$

Ділянка додатних прискорень 1-2 ( $0 \leq \varphi_i \leq \varphi_1$ ):

$$a_{q1i} = c_{12} \cdot \left( \frac{\pi}{\varphi_1} \right)^2 \sin\left( \frac{\pi}{\varphi_1} \varphi_i \right),$$

$$v_{q1i} = c_{11} - c_{12} \cdot \frac{\pi}{\varphi_1} \cos\left( \frac{\pi}{\varphi_1} \varphi_i \right),$$

$$S_{1i} = S_0 + c_{11}\varphi_i - c_{12} \cdot \frac{\pi}{\varphi_1} \cos\left(\frac{\pi}{\varphi_1}\varphi_i\right).$$

Ділянка від'ємних прискорень 2-3 ( $0 \leq \varphi_i \leq \varphi_2$ ):

$$a_{q2i} = -c_{22} \cdot \left(\frac{\pi}{2\varphi_2}\right)^2 \cdot \sin\left(\frac{\pi}{2\varphi_2}\varphi_i\right),$$

$$v_{q2i} = c_{21} + c_{22} \cdot \frac{\pi}{2\varphi_2} \cdot \cos\left(\frac{\pi}{2\varphi_2}\varphi_i\right),$$

$$S_{2i} = S_0 + c_{11}\varphi_1 + c_{21}\varphi_i + c_{22} \cdot \sin\left(\frac{\pi}{2\varphi_2}\varphi_i\right).$$

Ділянка від'ємних прискорень 3-4 ( $0 \leq \varphi_i \leq \varphi_3$ ):

$$a_{q3i} = 12c_{31} \cdot (\varphi_3 - \varphi_i)^2 - 2c_{32},$$

$$v_{q3i} = -4c_{31} \cdot (\varphi_3 - \varphi_i)^3 + 2c_{32}(\varphi_3 - \varphi_i),$$

$$S_{3i} = S_0 + c_{11}\varphi_2 + c_{21}\varphi_2 + c_{22} + c_{31} \cdot (\varphi_3 - \varphi_i)^4 - c_{32}(\varphi_3 - \varphi_i)^2 + c_{33},$$

де  $c_{11}$ ,  $c_{12}$ ,  $c_{21}$ ,  $c_{22}$ ,  $c_{31}$ ,  $c_{32}$ ,  $c_{33}$  – коефіцієнти (постійні інтегрування).

Нижче наведені розрахункові залежності для визначення таких коефіцієнтів за умов рівняння величин аналогів прискорень, аналогів швидкостей і переміщень штовхача на границях ділянок, а також забезпечення при поточному куті обертання кулачка  $\varphi_i = \varphi_d/2$  переміщення  $S_i = S_{max}$  і аналогу швидкості штовхача  $v_{qi} = 0$ .

## Додаткові коефіцієнти

$$z = a_{q23} / a_{qmin}; \quad k_1 = 8z \left( \frac{\varphi_2}{\pi} \right)^2; \quad k_2 = \frac{(5+z)}{6} \varphi_3^2; \quad k_3 = \frac{(4+2z)}{3} \varphi_3;$$
$$K_1 = k_1 + k_2 + k_3 \varphi_2; \quad K_2 = k_3 + 4z \frac{\varphi_2}{\pi}.$$

## Шукані коефіцієнти

$$c_{11} = \frac{K_1 \cdot v_{q0e} + K_2 \cdot (S_{max} - S_0)}{2K_1 + K_2 \varphi_1}; \quad c_{12} = (c_{11} - v_{q0e}) \frac{\varphi_1}{\pi};$$
$$c_{32} = \frac{(2c_{11} - v_{q0e})}{K_2}; \quad c_{21} = c_{32} \cdot k_3; \quad c_{22} = c_{32} \cdot k_1;$$
$$c_{31} = c_{32} \frac{(1-z)}{6\varphi_3^2}; \quad c_{33} = c_{32} \cdot k_2.$$

Слід зазначити, що в наведених формулах прийняті кутові довжини ділянок  $\varphi_0, \varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$  і поточні величини кута обертання кулачка  $\varphi_i$  ураховуються в радіанах.

Як приклад реалізації методики Курца на рис.2 наведені кінематичні характеристики штовхача серійного механізму приводу впускних клапанів дизеля СМД-60 (6ЧН 13/11,5), розрахунок яких проводився для таких вихідних даних:

- максимальне переміщення штовхача  $S_{max} = 8,3$  мм;
- половина кута дії робочого профілю кулачка  $\varphi_0/2 = 57^\circ$ ;
- кутові довжини ділянок додатних і від'ємних прискорень 1, 2, 3 (рис.1)  $\varphi_1 = 17^\circ, \varphi_2 = 3^\circ, \varphi_3 = 37^\circ$  ( $\varphi_1 + \varphi_2 + \varphi_3 = 57^\circ$ );
- співвідношення від'ємних прискорень  $z = a_{q3} / a_{qmin} = 5/8$ ;
- величина теплового зазору в приводі клапанів з боку штовхача  $S_0 = 0,3$  мм;
- кутова довжина ділянки 0 вибору теплового зазору  $\varphi_0 = 27^\circ$ ;

- максимальна частота обертання розподільного вала  
 $n_{max}=1050 \text{ хв}^{-1}$ .

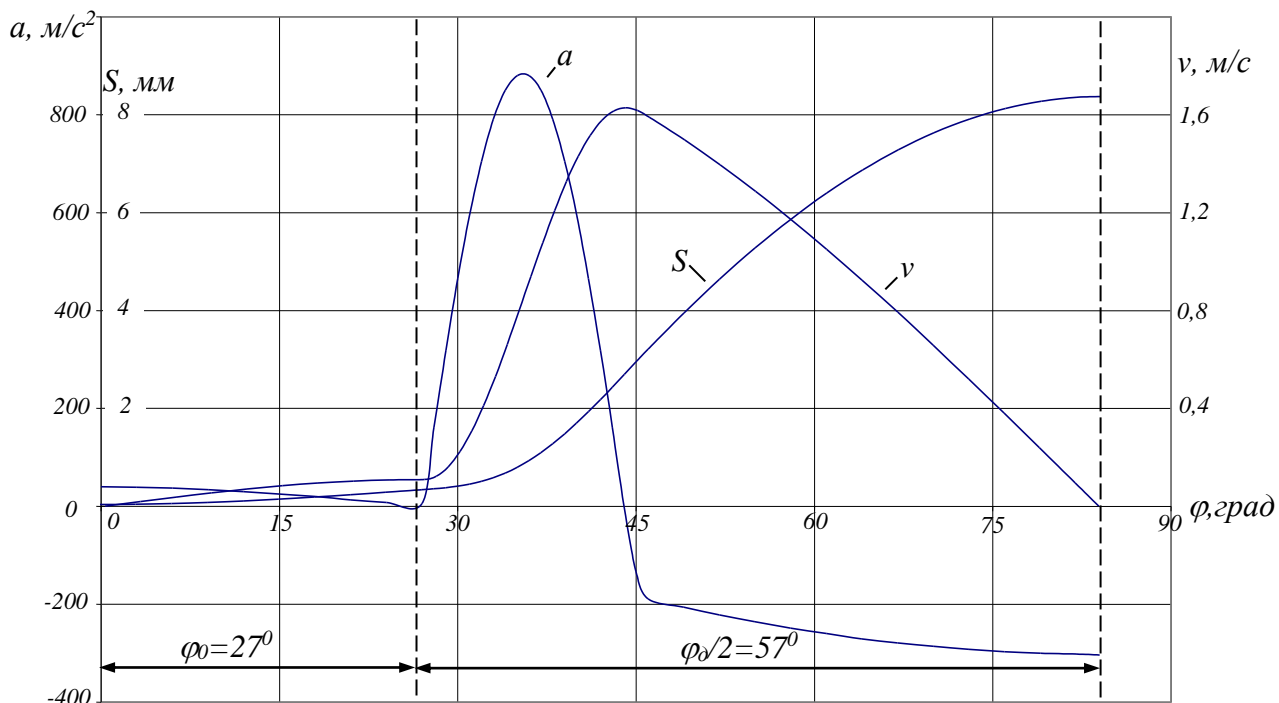


Рис.2. Кінематичні характеристики штовхача механізму приводу впускних клапанів дизеля типу СМД-60 для кулачка, спрофільованого за методикою Курца

Аналіз отриманих результатів показав, що для зазначених вихідних даних рівні максимальних додатних і від’ємних прискорень штовхача складають  $a_{max}=880 \text{ м/с}^2$  і  $a_{min}=-303 \text{ м/с}^2$ , максимальна швидкість штовхача  $v_{max}=1,62 \text{ м/с}$ , швидкість штовхача в кінці ділянки збігу  $v_{0e}=0,1 \text{ м/с}$  (при передаточному відношенні механізму клапанного приводу  $i=1,6$  відповідає швидкості посадки клапана на сідло  $v_{noc}=0,16 \text{ м/с}$ ), коефіцієнт повноти діаграми переміщень клапанів (штовхача)  $\eta_{II}=0,565$ .

Відповідно до реалізації затвердженої державної цільової програми «Розвиток малолітражних рядних дизелів серії ДТ та розробка на їх базі силових та енергетичних установок для АПК



України на 2005-2010 рр.» у наш час на казенному підприємстві «Харківське конструкторське бюро з двигунобудування» розгорнуті роботи із створення високооборотних чотиритактних транспортних дизелів серії ДТ (ЧН 8,8/8,2).

Одним із завдань, що вирішувались у ході виконання дослідно-конструкторських робіт, було профілювання кулачків розподільного вала, що забезпечують високі значення ЧП клапанів (особливо на початковій фазі їх відкриття) при виконанні умов міцності деталей КМГР (схема КМГР дизеля типу ЧН 8,8/8,2 наведена на рис.3).

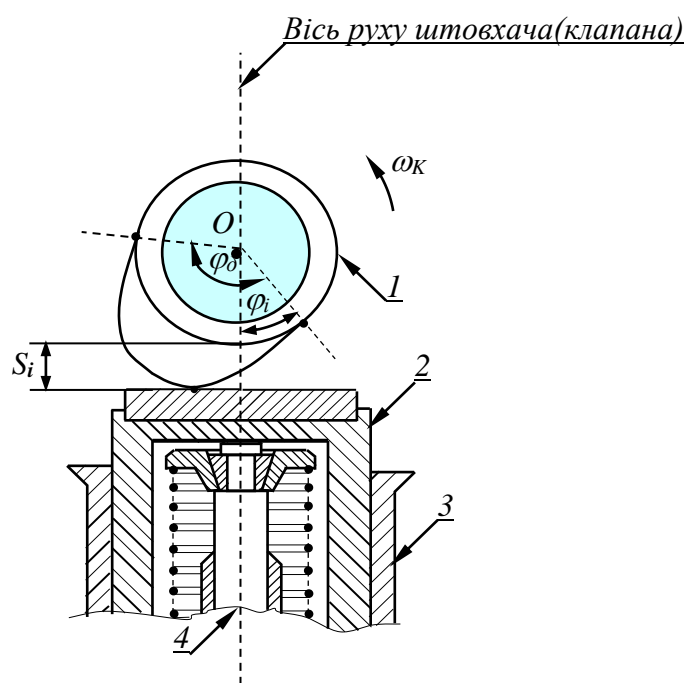


Рис. 3. Схема КМГР дизеля типу ЧН 8,8/8,2:  
 1 – газорозподільний кулачок; 2 – плоский штовхач; 3 – напрямна; 4 – клапан з комплектом клапанних пружин

На першому етапі досліджень виконувалось профілювання кулачків приводу впускних і випускних клапанів з використанням описаної вище методики Курца.

Як приклад на рис.4 показані кінематичні характеристики плоского штовхача приводу впускного клапана для таких вихідних даних:

- максимальне переміщення штовхача  $S_{max}= 8,8$  мм;
- половина кута дії робочого профілю кулачка  $\varphi_{\partial}/2=57^{\circ}$ ;
- кутові довжини ділянок додатних і від’ємних прискорень 1, 2, 3 (рис.1)  $\varphi_1=8^{\circ}$ ,  $\varphi_2=2^{\circ}$ ,  $\varphi_3=47^{\circ}$  ( $\varphi_1+\varphi_2+\varphi_3=57^{\circ}$ );
- співвідношення від’ємних прискорень  $z = a_{q3} / a_{qmin} = 5 / 8$ ;
- величина теплового зазору в приводі клапанів з боку штовхача  $S_0=0,2$  мм;
- кутова довжина ділянки 0 вибору теплового зазору  $\varphi_0=14^{\circ}$ ;
- максимальна частота обертання розподільного вала  $n_{max}=2100$  хв<sup>-1</sup>.

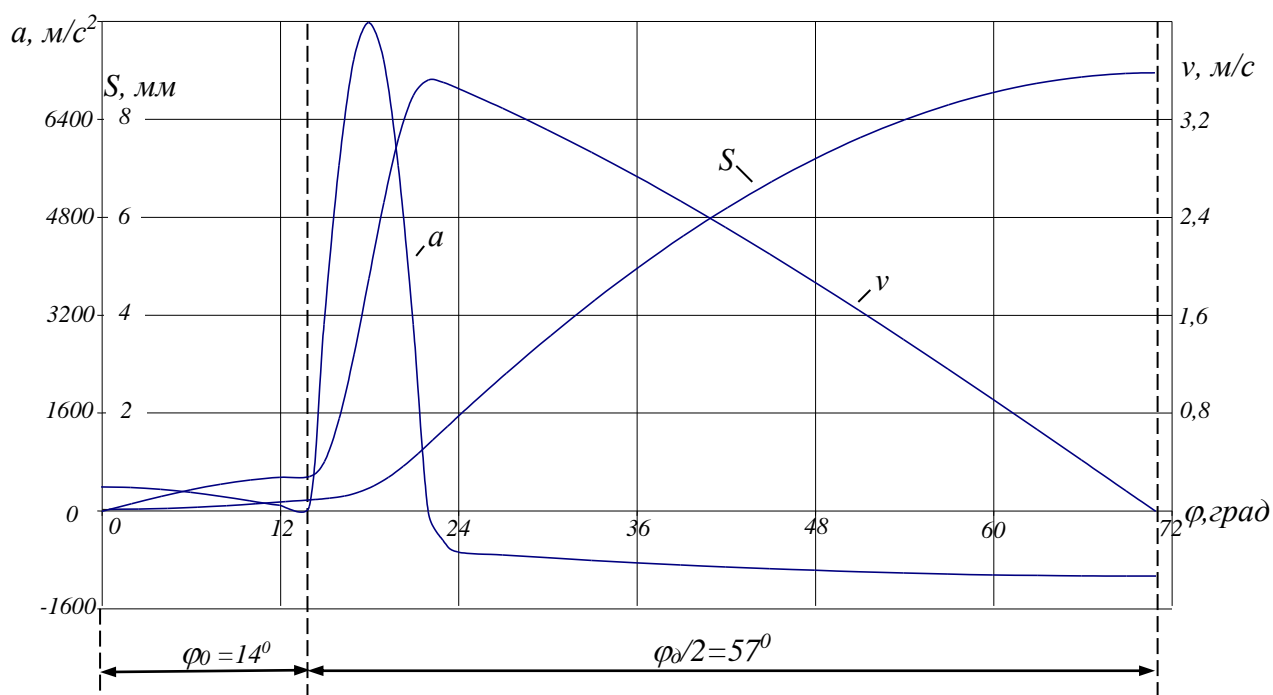


Рис.4. Кінематичні характеристики штовхача механізму приводу впускних клапанів дизеля типу ЧН 8,8/8,2 для кулачка, спрофільованого за методикою Курца

Результати розрахунків показали, що при досягненні значної величини коефіцієнта повноти діаграми переміщень штовхача ( $\eta_{\text{п}}=0,61$ ) застосування в КМГР таких кулачків обумовлює виникнення суттєвих додатних прискорень ( $a_{\text{max}}=8000 \text{ м/с}^2$ ). Це у свою чергу визначає досить високі рівні інерційних навантажень у КМГР і підвищені контактні напруження в парі кулачок-плоска поверхня штовхача.

Розв'язання зазначеної задачі потребувало розробки нової методики профілювання газорозподільних кулачків високооборотних дизелів, застосування яких дозволило б при досягненні високої ефективності КМГР за ЧП клапанів забезпечувати умови міцності деталей клапанного приводу.

Нижче наведена розроблена в Українській державній академії залізничного транспорту нова методика профілювання кулачків приводу клапанів високооборотних двигунів.

Нова методика базується на підході, який передбачає профілювання безударних кулачків клапанного приводу, що забезпечують потрібний вигляд кривої прискорень (швидкостей та переміщень) штовхача. Причому формування кривої прискорень здійснюється шляхом задання координат характерних (опорних) точок, кожна з яких відповідає визначеній умові виконання одного з обмежень на проектування. Криві, що з'єднують опорні точки кривої, також призначаються з урахуванням вимог динаміки, технології виготовлення та міцності деталей клапанного приводу.

На рис.5 показана базова крива аналогів прискорень штовхача  $a_q=f(\varphi)$  нової методики профілювання, синтезована з урахуванням зазначених вище вимог. На довжині половини кута дії кулачка  $\varphi_0/2$  вона складається з п'яти плавно сполучених на границях ділянок. При цьому на ділянці збігу (0-1) кутової довжини  $\varphi_0$  аналог прискорень  $a_q$  описує синусоїду; далі для робочого профілю кулачка на ділянці (1-2) довжини  $\varphi_{12}$  - ступеневу функцію 3-го ступеня; на ділянці (2-3) довжини  $\varphi_{23}$  -

ступеневу функцію 12-го ступеня ( $\varphi_{12} + \varphi_{23} = \varphi_1$ ); на ділянці (3-4) довжини  $\varphi_2$  – ступеневу функцію 3-го ступеня; на ділянці (4-5) довжини  $\varphi_3$  – дугу параболи.

Нижче наводиться аналітичний опис для розрахунків поточних значень кінематичних параметрів штовхача за кутом повороту кулачка  $\varphi_i$  для усіх п'яти ділянок.

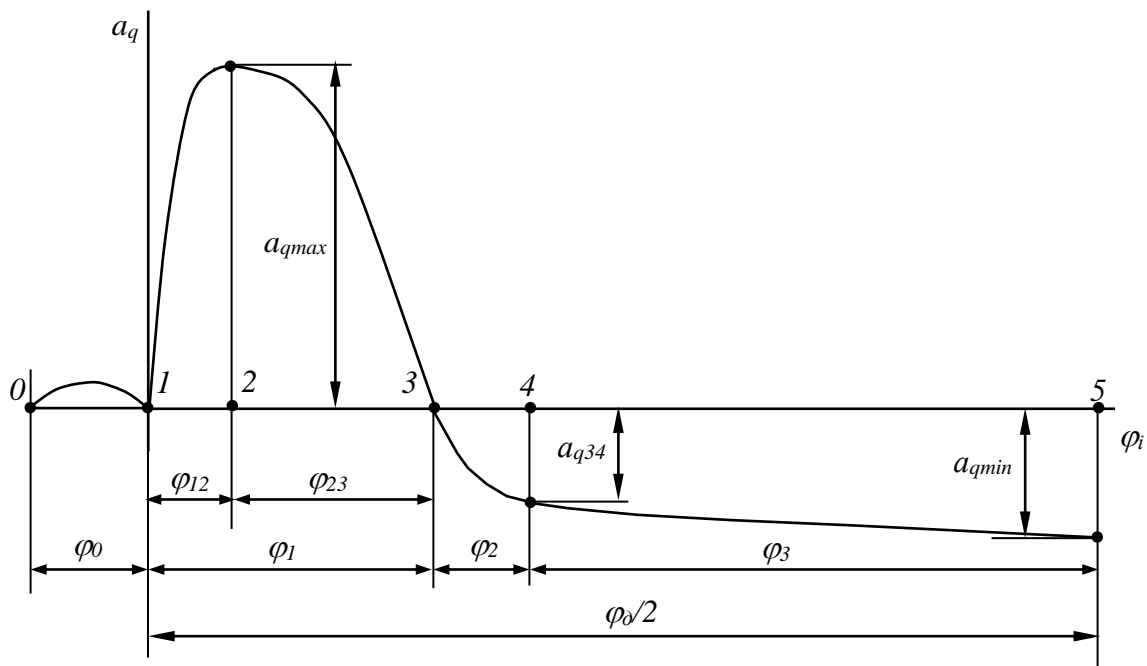


Рис. 5. Безударна крива аналогів прискорень штовхача за новою методикою профілювання

Ділянка 0-1 ( $0 \leq \varphi_i \leq \varphi_0$ ):

$$a_{qi} = \frac{S_0 \cdot \pi}{\varphi_0^2} \sin\left(\frac{\pi}{\varphi_0} \varphi_i\right),$$

$$V_{qi} = \frac{S_0}{\varphi_0} \left[ 1 - \cos\left(\frac{\pi}{\varphi_0} \varphi_i\right) \right],$$

$$S_i = \frac{S_0}{\varphi_0} \left[ \varphi_i - \sin\left(\frac{\pi}{\varphi_0} \varphi_i\right) \right].$$

Ділянка 1-2 ( $0 \leq \varphi_i \leq \varphi_{12}$ ):

$$a_{qi} = \frac{a_{q \max}}{\varphi_{12}^3} \varphi_i^3 - \frac{3a_{q \max}}{\varphi_{12}^2} \varphi_i^2 + \frac{3a_{q \max}}{\varphi_{12}} \varphi_i,$$

$$V_{qi} = \frac{a_{q \max}}{4\varphi_{12}^3} \varphi_i^4 - \frac{a_{q \max}}{\varphi_{12}^2} \varphi_i^3 + \frac{3a_{q \max}}{2\varphi_{12}} \varphi_i^2 + V_{q0},$$

$$S_i = \frac{a_{q \max}}{20\varphi_{12}^3} \varphi_i^5 - \frac{a_{q \max}}{4\varphi_{12}^2} \varphi_i^4 + \frac{a_{q \max}}{2\varphi_{12}} \varphi_i^3 + V_{q0} \cdot \varphi_i + S_0,$$

де  $V_{q0}$  - аналог швидкості штовхача в кінці ділянки 0-1 (відповідає величині швидкості посадки клапана на сідло);  
 $a_{q \max}$  - аналог максимальних додатних прискорень штовхача.

Ділянка 2-3 ( $0 \leq \varphi_i \leq \varphi_{23}$ ):

$$a_{qi} = -\frac{a_{q \max}}{\varphi_{23}^{12}} \varphi_i^{12} + a_{q \max},$$

$$V_{qi} = -\frac{a_{q \max}}{13\varphi_{23}^{12}} \varphi_i^{13} + a_{q \max} \cdot \varphi_i + V_{q12},$$

$$S_i = -\frac{a_{q \max}}{182\varphi_{23}^{12}} \varphi_i^{14} + \frac{a_{q \max}}{2} \varphi_i^2 + V_{q12} \cdot \varphi_i + S_{12},$$

де  $V_{q12}, S_{12}$  - відповідно аналог швидкості та переміщення штовхача в кінці ділянки 1-2.

Ділянка 3-4 ( $0 \leq \varphi_i \leq \varphi_2$ ):

$$a_{qi} = -\frac{a_{qmin}}{m \cdot \varphi_2^3} \varphi_i^3 + \frac{2a_{qmin}}{\varphi_2^2} \varphi_i^2 - \frac{2a_{qmin}}{\varphi_2} \varphi_i,$$

$$V_{qi} = -\frac{a_{qmin}}{4m \cdot \varphi_2^3} \varphi_i^4 + \frac{a_{qmin}}{1,5\varphi_2^2} \varphi_i^3 - \frac{a_{qmin}}{\varphi_2} \varphi_i^2 + V_{q23},$$

$$S_i = -\frac{a_{qmin}}{20m \cdot \varphi_2^3} \varphi_i^5 + \frac{a_{qmin}}{6\varphi_2^2} \varphi_i^4 - \frac{a_{qmin}}{3\varphi_2} \varphi_i^3 + V_{q23} \cdot \varphi_i + S_{23},$$

де  $a_{qmin}$  - аналог максимальних від'ємних прискорень штовхача;  
 $m$  - коефіцієнт, величина якого визначається характеристикою  
 клапанних пружин,  $m = a_{qmin} / a_{q34}$  ( $a_{q34}$  - аналог прискорення  
 штовхача в кінці ділянки 3-4);  $V_{q23}, S_{23}$  - відповідно аналог  
 швидкості та переміщення штовхача в кінці ділянки 2-3.

Ділянка 4-5 ( $0 \leq \varphi_i \leq \varphi_3$ ):

$$a_{qi} = \frac{(m-1)a_{qmin}}{m\varphi_3^2} \varphi_i^2 - \frac{2(m-1)a_{qmin}}{m\varphi_3} \varphi_i - \frac{a_{qmin}}{m},$$

$$V_{qi} = -\frac{(m-1)a_{qmin}}{3m\varphi_3^2} \varphi_i^3 - \frac{(m-1)a_{qmin}}{m\varphi_3} \varphi_i^2 - \frac{a_{qmin}}{m} \varphi_i + V_{q34},$$

$$S_i = \frac{(m-1)a_{qmin}}{12m\varphi_3^2} \varphi_i^4 - \frac{(m-1)a_{qmin}}{3m\varphi_3} \varphi_i^3 - \frac{a_{qmin}}{2m} \varphi_i^2 + V_{q34} \cdot \varphi_i + S_{34},$$

де  $V_{q34}, S_{34}$  - відповідно аналог швидкості та переміщення  
 штовхача в кінці ділянки 3-4.

Відповідно до нової методики основними вихідними даними  
 на профілювання безударного кулачка для КМГР є:

- максимальне переміщення штовхача  $S_{max}$ ;
- висота ділянки збігу  $S_0$ ,
- кутові довжини ділянок  $\varphi_0$ ;  $\varphi_{12}$ ,  $\varphi_{23}$  ( $\varphi_{12} + \varphi_{23} = \varphi_1$ );  $\varphi_2$ ;  $\varphi_3$  (сума кутів  $\varphi_1$ ,  $\varphi_2$ ,  $\varphi_3$ , складає довжину кута  $\varphi_{\delta/2}$ );
- коефіцієнт  $m$ .

Постійні  $V_{q12}$ ,  $S_{12}$ ,  $V_{q23}$ ,  $S_{23}$ ,  $V_{q34}$ ,  $S_{34}$  визначаються з умов плавного сполучення кривих аналогів швидкостей та переміщень штовхача на границях відповідних ділянок. Максимальні величини аналогів прискорень штовхача  $a_{qmax}$  і  $a_{qmin}$  визначаються за умов забезпечення в кінці фазового кута  $\varphi_{\delta/2}$  умов -  $S_i = S_{max}$  і  $V_{qi} = 0$ .

На рис.6 показані кінематичні характеристики плоского штовхача приводу впускних клапанів дизеля типу ЧН 8,8/8,2 з газорозподільним кулачком, що проектувався за новою методикою. При цьому прийнято такі вихідні дані:

- максимальне переміщення клапана  $S_{max} = 8,8$  мм;
- висота ділянки збігу  $S_0 = 0,2$  мм;
- кутові довжини ділянок  $\varphi_0 = 14^{\circ}$ ;  $\varphi_{12} = 4^{\circ}$ ;  
 $\varphi_{23} = 4^{\circ}$  ( $\varphi_{12} + \varphi_{23} = \varphi_1 = 8^{\circ}$ );  $\varphi_2 = 2^{\circ}$ ,  $\varphi_3 = 47^{\circ}$  ( $\varphi_1 + \varphi_2 + \varphi_3 = 57^{\circ}$ );
- коефіцієнт  $m = 1,45$ .

Результати розрахунків показали, що нові профілі кулачків приводу впускних клапанів забезпечують потрібну величину коефіцієнта повноти діаграми переміщень штовхача  $\eta_{II} = 0,613$  при суттєвому зменшенні у порівнянні з кулачками Курца максимального рівня додатних прискорень до  $a_{max} = 6070$  м/с<sup>2</sup> (відповідає зменшенню на 25%).

Для проектування КМГР середньоборотних і низькооборотних дизелів традиційно застосовується підхід, що передбачає початкове задання геометричних параметрів профілю кулачка, з використанням яких виконується дослідження кінематичних характеристик штовхача (клапана). При цьому конструктивний профіль кулачка окреслюється сполученими

дугами окружностей (дугові опуклі або увігнуті кулачки) або відрізками прямих, сполучених з дугами окружностей (тангенціальні кулачки).

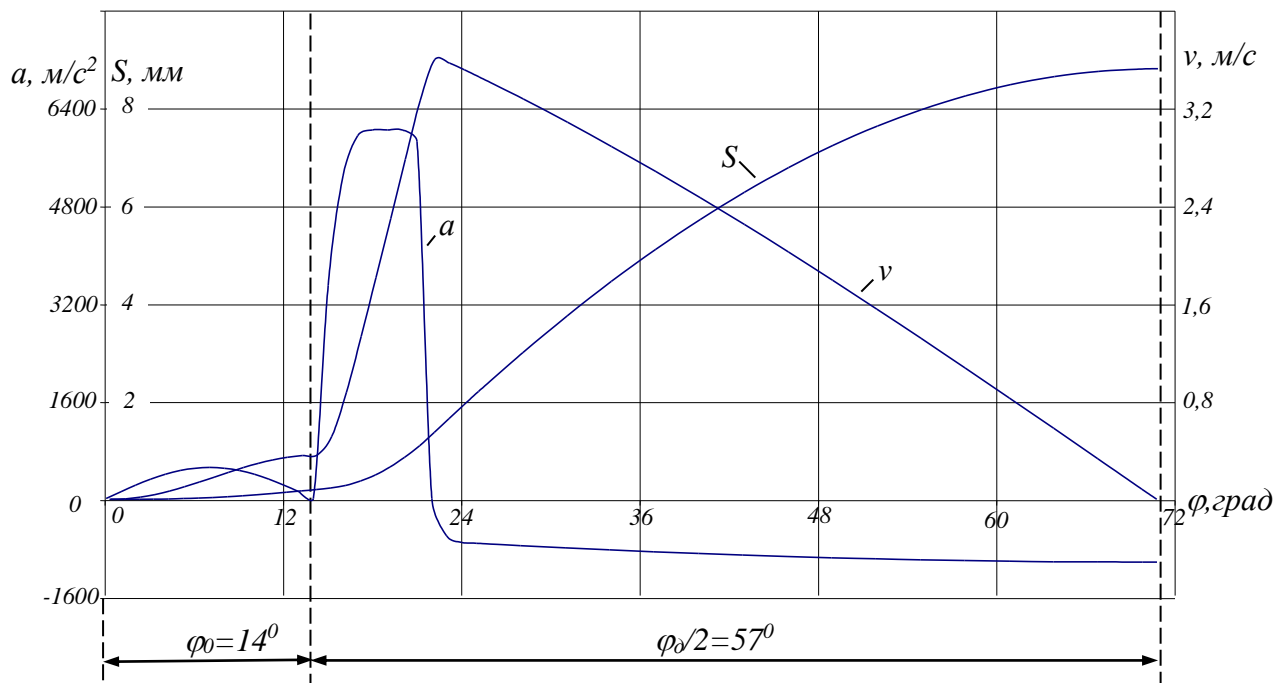


Рис.6. Кінематичні характеристики штовхача механізму приводу впускних клапанів дизеля типу ЧН 8,8/8,2 для кулачка, спрофільованого за новою методикою

Нижче наводяться методики розрахунку кінематичних характеристик поступальних роликів штовхачів КМГР, що приводяться дуговими і тангенціальними кулачками з заданими геометричними параметрами їх профілів.

Робочий профіль дугового опуклого кулачка (рис.7) окреслюється дугою початкової окружності 1-6 радіуса  $r_0$ , двома опуклими дугами окружності 1-2 і 5-6 радіуса  $R$  (відповідають ділянці додатних прискорень штовхача кутової довжини  $\Phi_{12}$ ), двома дугами окружності 2-3 і 4-5 радіуса  $r$  (відповідають ділянці від'ємних прискорень штовхача кутової довжини  $\Phi_{23}$ ) і дугою





Розрахунки виконуються в наведеній нижче послідовності.

За прийнятими початковими даними попередньо визначаються величини додаткових геометричних параметрів і коефіцієнтів

$$a = R - r_0; \quad a_1 = R_1 - r; \quad k_1 = \frac{R + \rho}{a}; \quad k_2 = \frac{r + \rho}{a_1}.$$

Кут обертання кулачка  $\Phi_{S_0}$ , за який вибирається тепловий зазор,

$$\Phi_{S_0} = \arccos \left[ 1 - \frac{(R + \rho + 0,5 \cdot S_0) \cdot S_0}{a \cdot (r_0 + \rho + S_0)} \right].$$

Допоміжний кут  $\alpha$  (рис.7)

$$\alpha = \arccos \left[ 1 - \frac{(r_0 - r + 0,5 \cdot S_{max}) \cdot S_{max}}{a \cdot (R - r)} \right].$$

Кутова довжина ділянки додатних прискорень  $\Phi_{12}$

$$\Phi_{12} = \arctg \frac{k_1 \cdot \sin \alpha}{(k_1 \cdot \cos \alpha - 1)}.$$

Кутова довжина ділянки від'ємних прискорень  $\Phi_{23}$

$$\Phi_{23} = \frac{(R - r)}{a_1} \sin \alpha - \Phi_{12}.$$

Сумарна кутова довжина ділянок робочого профілю 1-2 і 2-3

$$\Phi_{13} = \Phi_{12} + \Phi_{23}.$$

Після визначення кутових довжин відповідних ділянок контролюється виконання умови

$$\Phi_{13} - \Phi_{S_0} \leq \varphi_0 / 2.$$

Кутова довжина ділянки верхнього вистою  $\varphi_{BB}$

$$\varphi_{BB} / 2 = 2 \cdot (\varphi_0 / 2 - \Phi_{13} + \Phi_{S_0}).$$

При переміщенні ролика за дугами робочого профілю кулачка 1-2 і 2-3 поточні значення переміщень  $S_i$ , аналогів швидкостей  $v_{qi}$  і аналогів прискорень  $a_{qi}$  штовхача залежно від кута обертання кулачка  $\varphi_i$  визначаються за поданими нижче формулами.

Дуга 1-2 ( $0 \leq \varphi_i \leq \Phi_{12}$ ):

$$S_i = a \cdot (\sqrt{k_1^2 - \sin^2 \varphi_i} - \cos \varphi_i) - (r_0 + \rho);$$

$$v_{qi} = a \cdot \sin \varphi_i \left( 1 - \frac{\cos \varphi_i}{\sqrt{k_1^2 - \sin^2 \varphi_i}} \right);$$

$$a_{qi} = a \cdot \left[ \cos \varphi_i - \sqrt{k_1^2 - \sin^2 \varphi_i} - \frac{k_1^2 (1 - k_1^2)}{(k_1^2 - \sin^2 \varphi_i)^{3/2}} \right].$$

Дуга 2-3 ( $\Phi_{12} \leq \varphi_i \leq \Phi_{23}$ ):

$$S_i = a_1 \cdot \left[ \cos(\Phi_{13} - \varphi_i) + \sqrt{k_2^2 - \sin^2(\Phi_{13} - \varphi_i)} - (r_0 + \rho) \right];$$

$$v_{qi} = a_1 \cdot \sin(\Phi_{13} - \varphi_i) \left[ 1 + \frac{\cos(\Phi_{13} - \varphi_i)}{\sqrt{k_2^2 - \sin^2(\Phi_{13} - \varphi_i)}} \right];$$

$$a_{qi} = -a_1 \cdot \left\{ \cos(\Phi_{13} - \varphi_i) + \sqrt{k_2^2 - \sin^2(\Phi_{13} - \varphi_i)} + \frac{k_2^2(1 - k_2^2)}{[k_2^2 - \sin^2(\Phi_{13} - \varphi_i)]^{3/2}} \right\}$$

Як приклад на рис.8 показані кінематичні характеристики поступального роликвого штовхача КМГР тепловозного дизеля типу Д80 (ЧН 26/27) при таких геометричних параметрах опуклого дугового кулачка (рис.7):

- максимальне переміщення штовхача за профілем кулачка  $S_{max}=21,1\text{мм}$ ;
- величина теплового зазору з боку штовхача  $S_0=0,8\text{мм}$ ;
- радіуси дуг окружностей, що окреслюють робочий профіль кулачка -  $r_0=39,5\text{мм}$ ;  $R=400\text{мм}$ ;  $r=18\text{мм}$  і  $R_1=r_0+ S_{max}=60,6\text{мм}$ ;
- радіус ролика штовхача  $\rho = 28\text{мм}$ ;
- кут дії кулачка  $\varphi_0=137,5^\circ$ ;
- частота обертання розподільного вала  $n_{рв} = 500\text{хв}^{-1}$ .

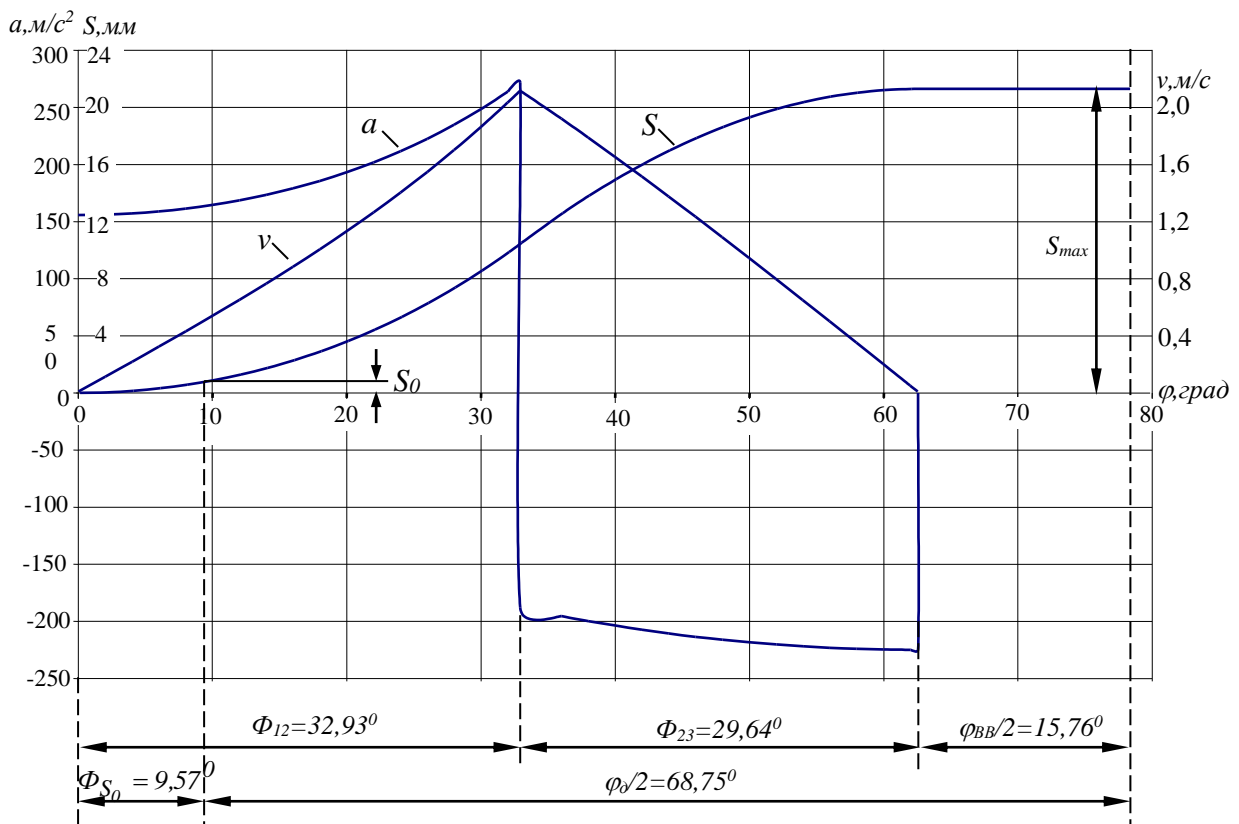


Рис.8. Кінематичні характеристики поступального роликвого штовхача КМГР тепловозного дизеля типу Д80 (ЧН 26/27) з опуклим дуговим кулачком

Результати розрахунків показали, що застосування в КМГР дизеля Д80 дугових опуклих кулачків забезпечує величину коефіцієнта повноти діаграми переміщень клапанів  $\eta_{\Pi}=0,63$ .

Робочий профіль дугового увігнутого кулачка (рис.9) окреслюється дугою початкової окружності 1-6 радіуса  $r_0$ , двома увігнутими дугами окружності 1-2 і 5-6 радіуса  $R$  (відповідають ділянці додатних прискорень штовхача кутової довжини  $\Phi_{12}$ ), двома дугами окружності 2-3 і 4-5 радіуса  $r$  (відповідають ділянці від'ємних прискорень штовхача кутової довжини  $\Phi_{23}$ ) і дугою окружності 3-4 радіуса  $R_1$  (ділянка верхнього вистою штовхача кутової довжини  $\varphi_{BB}$ ).

При виконанні розрахунків кінематики поступального роликового штовхача КМГР ураховуються такі геометричні параметри (рис.9):

- максимальне переміщення штовхача за профілем кулачка  $S_{max}$ ;
- величина теплового зазору з боку штовхача  $S_0$ ;
- радіус ролика штовхача  $\rho$ ;
- радіуси дуг окружностей, що окреслюють робочий профіль кулачка  $r_0, R, r$  і  $R_1 = r_0 + S_{max}$ ;
- кут дії кулачка  $\varphi_0$ .

Розрахунки кінематики штовхача, що взаємодіє з увігнутим дуговим профілем кулачка, виконуються в наведеній нижче послідовності.

За прийнятими початковими даними попередньо визначаються величини додаткових геометричних параметрів і коефіцієнтів

$$a = R + r_0; \quad a_1 = R_1 - r; \quad k_1 = \frac{R - \rho}{a}; \quad k_2 = \frac{r + \rho}{a_1}.$$



Допоміжний кут  $\alpha$

$$\alpha = \arccos \left[ 1 - \frac{(r_0 - r + 0,5 \cdot S_{max}) \cdot S_{max}}{a \cdot (R + r)} \right].$$

Кутова довжина ділянки додатних прискорень  $\Phi_{12}$

$$\Phi_{12} = \arctg \frac{k_1 \cdot \sin \alpha}{(1 - k_1 \cdot \cos \alpha)}.$$

Кутова довжина ділянки від'ємних прискорень  $\Phi_{23}$

$$\Phi_{23} = \frac{(R + r)}{a_1} \sin \alpha - \Phi_{12}.$$

Сумарна кутова довжина ділянок робочого профілю 1-2 і 2-3

$$\Phi_{13} = \Phi_{12} + \Phi_{23}.$$

Після визначення кутових довжин відповідних ділянок контролюється виконання умови

$$\Phi_{13} - \Phi_{S_0} \leq \varphi_{\delta} / 2.$$

Кутова довжина ділянки верхнього вистою  $\varphi_{BV}$

$$\varphi_{BV} / 2 = 2 \cdot (\varphi_{\delta} / 2 - \Phi_{13} + \Phi_{S_0}).$$

При переміщенні ролика за дугами робочого профілю кулачка 1-2 і 2-3 поточні значення переміщень  $S_i$ , аналогів швидкостей  $v_{qi}$  і аналогів прискорень  $a_{qi}$  штовхача залежно від кута обертання кулачка  $\varphi_i$  визначаються за поданими нижче формулами.

Дуга 1-2 ( $0 \leq \varphi_i \leq \Phi_{12}$ ):

$$S_i = a \cdot (\cos \varphi_i - \sqrt{k_1^2 - \sin^2 \varphi_i}) - (r_0 + \rho);$$

$$v_{qi} = a \cdot \sin \varphi_i \left( \frac{\cos \varphi_i}{\sqrt{k_1^2 - \sin^2 \varphi_i}} - 1 \right);$$

$$a_{qi} = a \cdot \left[ \sqrt{k_1^2 - \sin^2 \varphi_i} + \frac{k_1^2 (1 - k_1^2)}{(k_1^2 - \sin^2 \varphi_i)^{3/2}} - \cos \varphi_i \right].$$

Дуга 2-3 ( $\Phi_{12} \leq \varphi_i \leq \Phi_{23}$ ):

$$S_i = a_1 \cdot \left[ \cos(\Phi_{13} - \varphi_i) + \sqrt{k_2^2 - \sin^2(\Phi_{13} - \varphi_i)} - (r_0 + \rho) \right];$$

$$v_{qi} = a_1 \cdot \sin(\Phi_{13} - \varphi_i) \left[ 1 + \frac{\cos(\Phi_{13} - \varphi_i)}{\sqrt{k_2^2 - \sin^2(\Phi_{13} - \varphi_i)}} \right];$$

$$a_{qi} = -a_1 \cdot \left\{ \cos(\Phi_{13} - \varphi_i) + \sqrt{k_2^2 - \sin^2(\Phi_{13} - \varphi_i)} + \frac{k_2^2 (1 - k_2^2)}{[k_2^2 - \sin^2(\Phi_{13} - \varphi_i)]^{3/2}} \right\}.$$

На рис.10 показані кінематичні характеристики поступального роликового штовхача КМГР тепловозного дизеля типу Д80 (ЧН 26/27) при таких геометричних параметрах увігнутого дугового кулачка:

- максимальне переміщення штовхача за профілем кулачка  $S_{max} = 21,1 \text{ мм}$ ;
- величина теплового зазору з боку штовхача  $S_0 = 0,8 \text{ мм}$ ;
- радіус ролика штовхача  $\rho = 28 \text{ мм}$ ;



- радіуси дуг окружностей, що окреслюють робочий профіль кулачка -  $r_0=39,5$  мм;  $R=400$  мм;  $r=18$  мм і  $R_I = r_0 + S_{max} = 60,6$  мм;
- радіус ролика штовхача  $\rho = 28$  мм;
- кут дії кулачка  $\varphi_0 = 137,5^\circ$ ;
- частота обертання розподільного вала  $n_{pв} = 500$  хв<sup>-1</sup>.

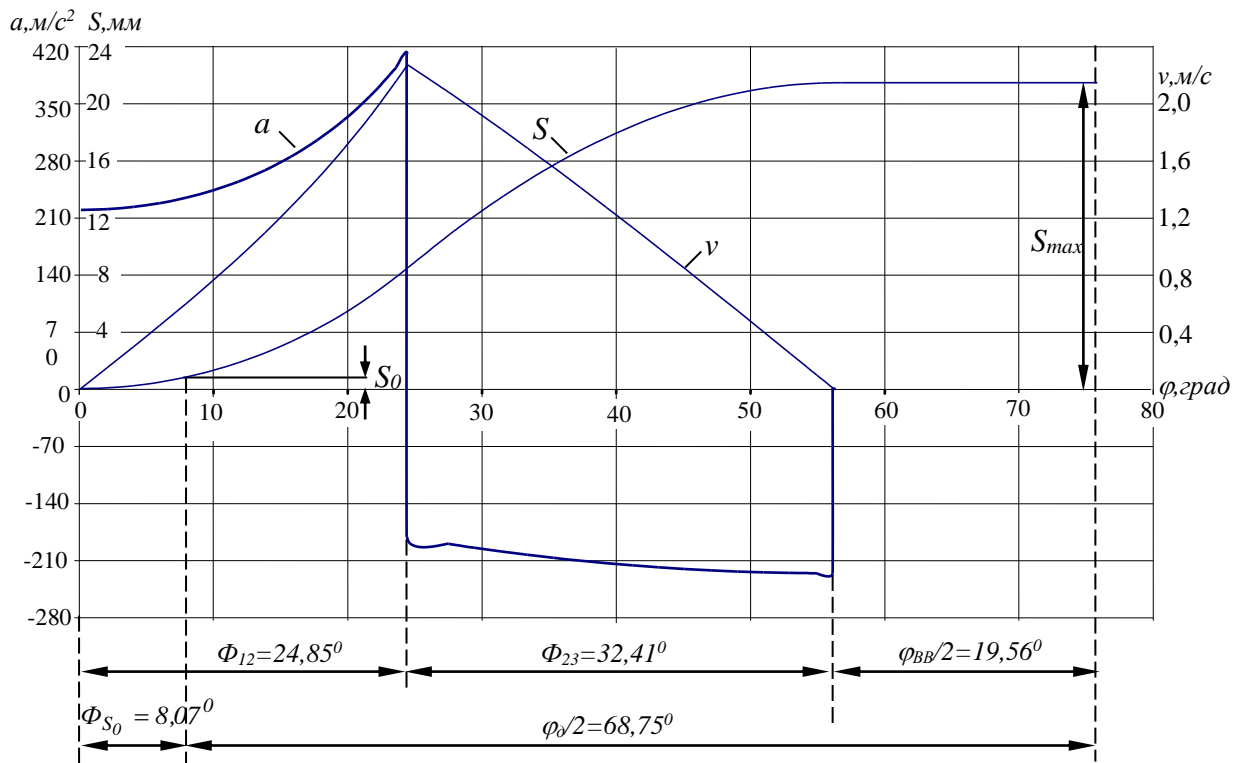


Рис.10. Кінематичні характеристики поступального роликowego штовхача КМГР тепловозного дизеля типу Д80 (ЧН 26/27) з увігнутих дугувим кулачком

Результати розрахунків показали, що застосування в КМГР дизеля Д80 дугувих увігнутих кулачків забезпечує величину коефіцієнта повноти діаграми переміщень клапанів  $\eta_{II} = 0,67$ .

Робочий профіль тангенціального кулачка (рис.11) окреслюється дугою початкової окружності 1-6 радіуса  $r_0$ , двома відрізками прямої 1-2 і 5-6 (відповідають ділянці додатних прискорень штовхача кутової довжини  $\Phi_{12}$ ), двома дугами окружності 2-3 і 4-5 радіуса  $r$  (відповідають ділянці від'ємних

прискорень штовхача кутової довжини  $\Phi_{23}$ ) і дугою окружності 3-4 радіуса  $R_1$  (ділянка верхнього вистою штовхача кутової довжини  $\Phi_{BB}$ ).

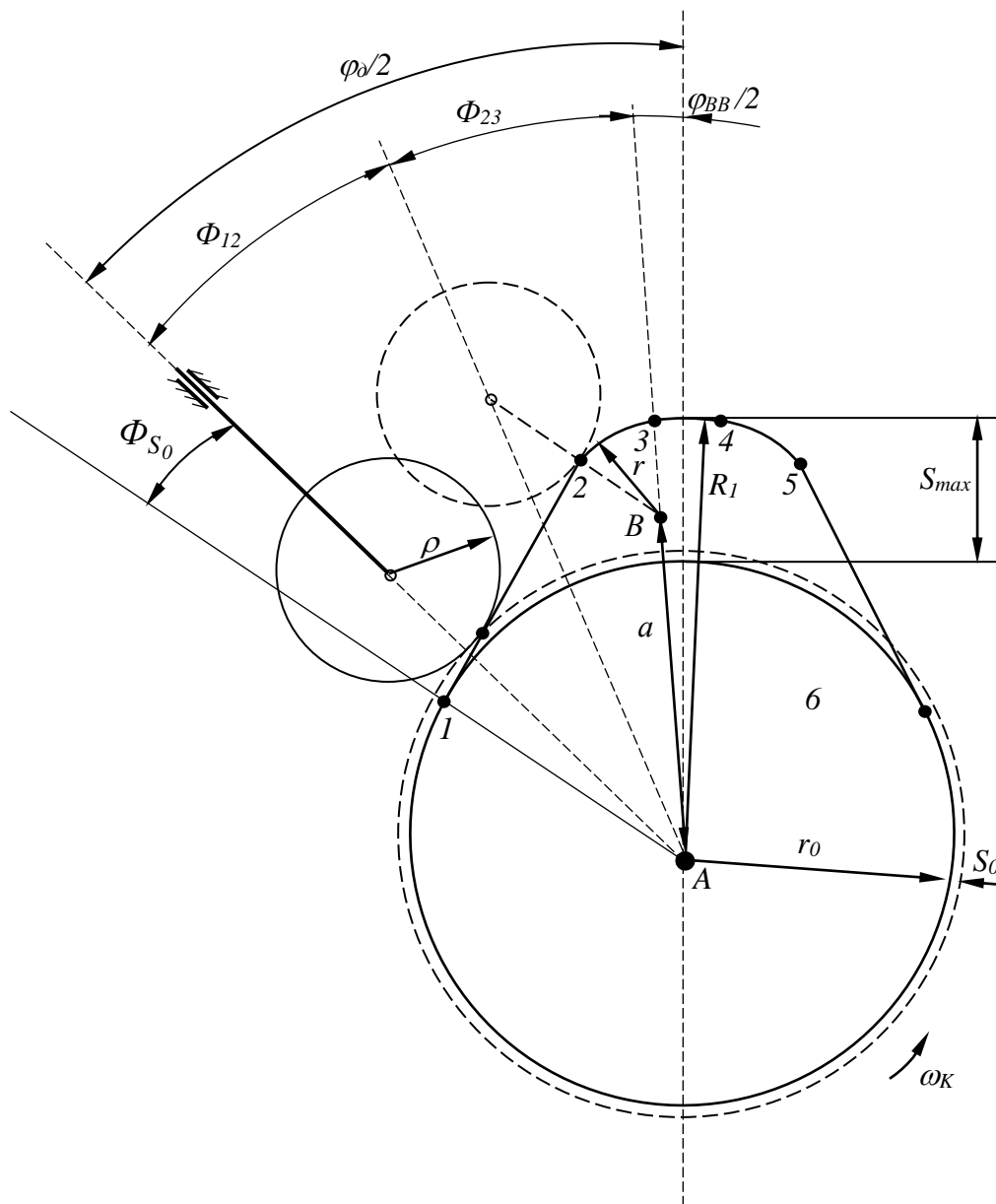


Рис. 11. До розрахунку кінематичних характеристик поступального роликвого штовхача КМГР з тангенціальним кулачком

При виконанні розрахунків кінематики поступального роликвого штовхача КМГР урахуються такі геометричні параметри:

- максимальне переміщення штовхача за профілем кулачка  $S_{max}$ ;
- величина теплового зазору з боку штовхача  $S_0$ ;
- радіус ролика штовхача  $\rho$ ;
- радіуси дуг окружностей, що окреслюють робочий профіль кулачка  $r_0$ ,  $r$  і  $R_1 = r_0 + S_{max}$ ;
- кут дії кулачка  $\varphi_0$ .

Розрахунки кінематики штовхача, що взаємодіє з тангенціальним профілем кулачка, виконуються в наведеній нижче послідовності.

За прийнятими початковими даними попередньо визначаються величини додаткових геометричних параметрів і коефіцієнтів

$$a = R_1 - r; \quad k = \frac{r + \rho}{a}.$$

Кут обертання кулачка  $\Phi_{S_0}$ , за який вибирається тепловий зазор,

$$\Phi_{S_0} = \arccos \left[ 1 - \frac{S_0}{(r_0 + \rho + S_0)} \right].$$

Сумарна кутова довжина ділянок робочого профілю 1-2 і 2-3

$$\Phi_{13} = \arccos \frac{r_0 - r}{a}.$$

Кутова довжина ділянки додатних прискорень  $\Phi_{12}$

$$\Phi_{12} = \frac{a}{(r_0 + \rho)} \sin \Phi_{13}.$$

Кутова довжина ділянки від'ємних прискорень  $\Phi_{23}$

$$\Phi_{23} = \Phi_{13} - \Phi_{12}.$$

Після визначення кутових довжин відповідних ділянок контролюється виконання умови

$$\Phi_{13} - \Phi_{S_0} \leq \varphi_0 / 2.$$

Кутова довжина ділянки верхнього вистюю  $\varphi_{BB}$

$$\varphi_{BB} / 2 = 2 \cdot (\varphi_0 / 2 - \Phi_{13} + \Phi_{S_0}).$$

При переміщенні ролика за ділянками робочого профілю кулачка 1-2 і 2-3 поточні значення переміщень  $S_i$ , аналогів швидкостей  $v_{qi}$  і аналогів прискорень  $a_{qi}$  штовхача залежно від кута обертання кулачка  $\varphi_i$  визначаються за наведеними нижче формулами.

Відрізок прямої 1-2 ( $0 \leq \varphi_i \leq \Phi_{12}$ ):

$$S_i = (r_0 + \rho) \left( \frac{1}{\cos \varphi_i} - 1 \right);$$

$$v_{qi} = (r_0 + \rho) \frac{\sin \varphi_i}{\cos^2 \varphi_i};$$

$$a_{qi} = (r_0 + \rho) \frac{(2 - \cos^2 \varphi_i)}{\cos^3 \varphi_i}.$$

Дуга 2-3 ( $\Phi_{12} \leq \varphi_i \leq \Phi_{23}$ ):

$$S_i = a \cdot \left[ \cos(\Phi_{13} - \varphi_i) + \sqrt{k^2 - \sin^2(\Phi_{13} - \varphi_i)} - (r_0 + \rho) \right];$$

$$v_{qi} = a \cdot \sin(\Phi_{13} - \varphi_i) \left[ 1 + \frac{\cos(\Phi_{13} - \varphi_i)}{\sqrt{k^2 - \sin^2(\Phi_{13} - \varphi_i)}} \right];$$

$$a_{qi} = -a \cdot \left\{ \cos(\Phi_{13} - \varphi_i) + \sqrt{k^2 - \sin^2(\Phi_{13} - \varphi_i)} + \frac{k^2(1 - k^2)}{[k^2 - \sin^2(\Phi_{13} - \varphi_i)]^{3/2}} \right\}.$$

На рис.12 показані кінематичні характеристики поступального роликового штовхача КМГР тепловозного дизеля типу Д80 при таких геометричних параметрах тангенціального дугового кулачка (серійний варіант КМГР):

- максимальне переміщення штовхача за профілем кулачка  $S_{max}=21,1\text{ мм}$ ;

- величина теплового зазору з боку штовхача  $S_0=0,8\text{ мм}$ ;

- радіус ролика штовхача  $\rho = 28\text{ мм}$ ;

- радіуси дуг окружностей, що окреслюють робочий профіль кулачка -  $r_0=39,5\text{ мм}$ ;  $r=18\text{ мм}$  і  $R_I = r_0 + S_{max} = 60,6\text{ мм}$ ;

- радіус ролика штовхача  $\rho = 28\text{ мм}$ ;

- кут дії кулачка  $\varphi_0=137,5^\circ$ ;

- частота обертання розподільного вала  $n_{pv} = 500\text{ хв}^{-1}$ .

Результати розрахунків показали, що застосування в КМГР дизеля Д80 тангенціальних кулачків забезпечує величину коефіцієнта повноти діаграми переміщень клапанів  $\eta_{II}=0,64$ .

Подані на рис. 8, 10, 12 результати показали, що дані кулачки при забезпеченні відповідної ефективності за величиною ЧП клапанів визначають наявність "м'яких" ударів у механізмі - кінцевих миттєвих змін прискорень штовхача за величиною і напрямком, що при значних масах деталей КМГР може призвести до появи розривів у кінематичному ланцюзі приводу. При цьому початкове задання профілю кулачка (по суті закону переміщень

штоухача) ускладнює виконання більшості обмежень на проектування.

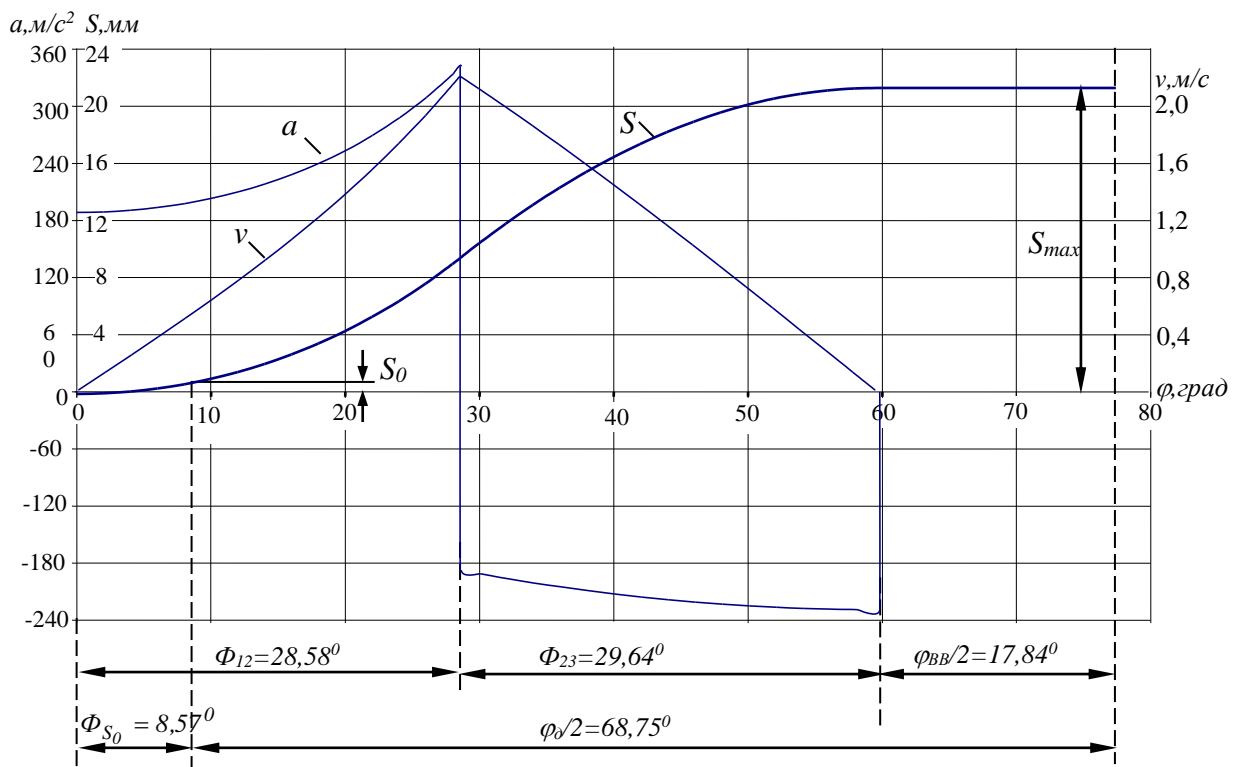


Рис.12. Кінематичні характеристики поступального роликового штоухача КМГР тепловозного дизеля типу Д80 (ЧН 26/27) з тангенціальним кулачком

Нижче розглянуто запропонований авторами підхід до синтезу профілів газорозподільних кулачків транспортних дизелів, реалізація якого передбачає формування базового закону зміни прискорень штоухача (клапана) за умови досягнення гранично високих значень ЧП клапанів при виконанні встановлених обмежень.

В цілому при заданих фазах газорозподілу (куті дії кулачка  $\varphi_\phi$ , фазових кутах віддалення  $\varphi_\phi$ , верхнього вистою  $\varphi_{ВВ}$ , наближення  $\varphi_\phi$ ) і максимальних переміщеннях клапанів формування базового закону здійснюється шляхом задання координат характерних (опорних) точок, кожна з яких відповідає

визначеній умові виконання одного з обмежень, що враховуються. Криві, що з'єднують опорні точки закону, також вибираються з умови дотримання вимог динаміки, технології виготовлення і міцності деталей приводу клапанів і повинні забезпечувати виконання умов сполучення у виділених точках.

На рис.13 показана базова крива прискорень роликового штовхача КМГР середньообертового транспортного дизеля, форма якої з метою забезпечення прийнятних динамічних характеристик механізму приводу на кожній ділянці відповідає кривим ступеневих функцій (з умовою безперервності пульсу на границях ділянок).

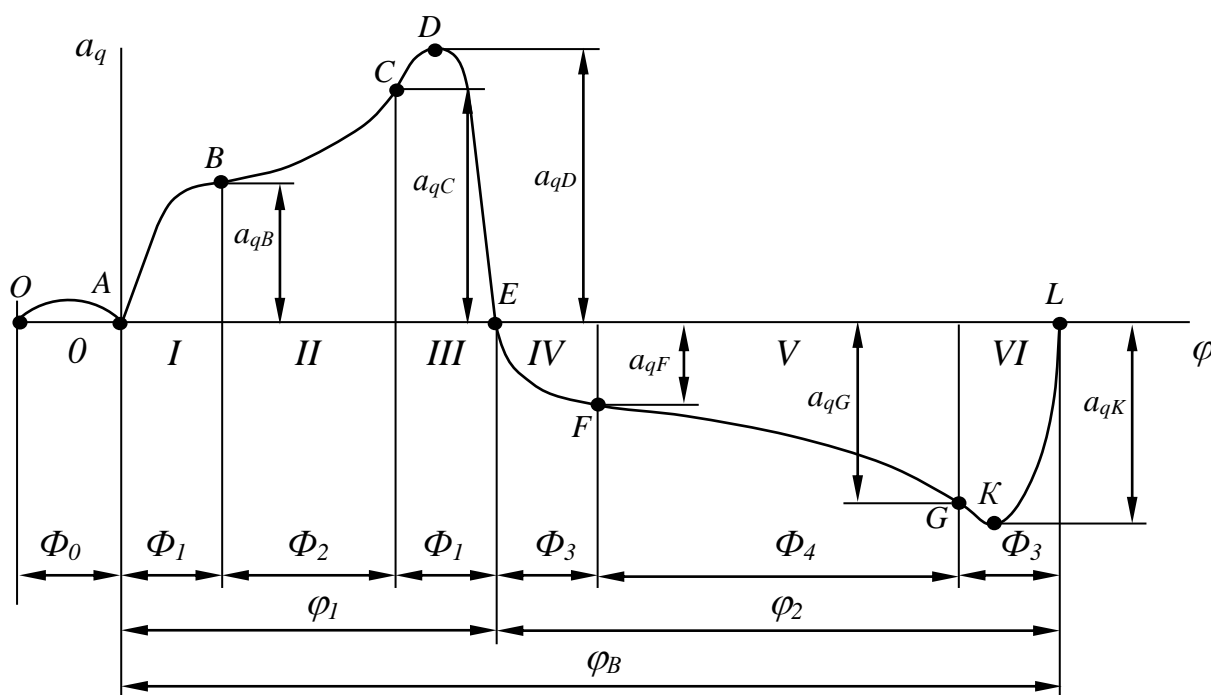


Рис.13. До формування базової кривої аналогів прискорень штовхача з урахуванням вимог на проектування

На показаній кривій координати характерних точок визначаються такими обмеженнями і вимогами, що враховуються при проектуванні:

- точка  $A$  відповідає нульовому прискоренню на початку підйому штовхача по робочому профілю кулачка;
- точка  $B$  відповідає прискоренню  $a_{qB} = \ddot{x}_1$ , що визначається технологічним обмеженням за мінімальним радіусом кривизни увігнутої ділянки профілю;
- точка  $C$  відповідає прискоренню  $a_{qC} = \ddot{x}_1 \cdot m_1$ , що визначається технологічним обмеженням при контролі рівня контактних напружень у кінематичній парі профіль кулачка-ролик штовхача;
- точка  $D$  відповідає максимальному додатному прискоренню  $a_{qD} = \ddot{x}_1 \cdot m_2$ , що визначається рівнем контактних напружень у кінематичній парі профіль кулачка-ролик штовхача;
- точка  $E$  відповідає прискоренню  $a=0$  наприкінці ділянок додатних прискорень штовхача; при цьому їх загальна довжина для забезпечення прийнятних динамічних характеристик приводу  $\varphi_1 \geq 18^\circ$ . Крім того, при проектуванні в точці  $E$  контролюється обмеження за максимальним кутом тиску  $\beta_{max} \leq [\beta]$  ( $[\beta] = 30^\circ$  – для механізмів із штовхачем, що рухається поступально,  $[\beta] = 45^\circ$  – для механізмів із коромисловим штовхачем);
- точки  $F, G, K$  відповідають від'ємним прискоренням  $a_{qF} = -\ddot{x}_2$ ,  $a_{qG} = -\ddot{x}_2 \cdot k_1$ ,  $a_{qK} = -\ddot{x}_2 \cdot k_2$ , рівень яких визначається умовою забезпечення необхідного запасу клапанних пружин за силою інерції  $k_{3II} = 1,6 \dots 2$ ;
- точка  $K$  відповідає прискоренню  $a=0$  наприкінці фази віддалення  $\varphi_B$ . При проектуванні кулачкового механізму в точці  $E$  контролюються такі вимоги й обмеження: забезпечення заданого максимального підйому штовхача  $S = S_{max}$ ; швидкість штовхача  $V = 0$ .



Нижче наведені отримані авторами формули для визначення поточних значень аналогів прискорень  $a_{qi}$ , аналогів швидкостей  $v_{qi}$  і переміщень  $S_i$  штовхача за кутом повороту кулачка  $\varphi_i$  для кожної ділянки базової кривої.

Ділянка вибірки теплового зазору  $O$  ( $0 \leq \varphi_i \leq \Phi_0$ ):

$$a_{qi} = \frac{S_0 \cdot \pi}{\Phi_{01}^2} \sin\left(\frac{\pi}{\Phi_{01}} \varphi_i\right),$$

$$V_{qi} = \frac{S_0}{\Phi_{01}} \left[ 1 - \cos\left(\frac{\pi}{\Phi_{01}} \varphi_i\right) \right],$$

$$S_i = \frac{S_0}{\Phi_{01}} \left[ \varphi_i - \sin\left(\frac{\pi}{\Phi_{01}} \varphi_i\right) \right].$$

Ділянка  $I$  ( $0 \leq \varphi_i \leq \Phi_1$ ):

$$a_{q1} = A_1 \varphi_i^3 + B_1 \varphi_i^2 + C_1 \varphi_i;$$

$$V_{q1} = \frac{A_1}{4} \varphi_i^4 + \frac{B_1}{3} \varphi_i^3 + \frac{C_1}{2} \varphi_i^2 + V_{q0};$$

$$S_1 = \frac{A_1}{20} \varphi_i^5 + \frac{B_1}{12} \varphi_i^4 + \frac{C_1}{6} \varphi_i^3 + V_{q0} \varphi_i + S_0.$$

$$A_1 = -\frac{B_1}{3\Phi_1}; \quad B_1 = -3 \frac{\ddot{x}_1}{\Phi_1^2}; \quad C_1 = 3 \frac{\ddot{x}_1}{\Phi_1};$$

$$A_1 = \frac{\ddot{x}_1}{\Phi_1^3}.$$

Ділянка  $II$  ( $0 \leq \varphi_i \leq \Phi_2$ ):

$$a_{q_2} = A_2 \varphi_i^3 + C_2;$$

$$V_{q_2} = \frac{A_2}{4} \varphi_i^4 + C_2 \varphi_i + V_{q_{1E}};$$

$$S_2 = \frac{A_2}{20} \varphi_i^5 + \frac{C_2}{2} \varphi_i^2 + V_{q_{1E}} \varphi_i + S_{1E}.$$

$$A_2 = \frac{\ddot{x}_1(m_1 - 1)}{\Phi_2^3}; \quad C_2 = \ddot{x}_1.$$

Ділянка III ( $0 \leq \varphi_i \leq \Phi_1$ ):

$$a_{q_3} = A_3 \varphi_i^2 + B_3 \varphi_i + C_3;$$

$$V_{q_3} = \frac{A_3}{3} \varphi_i^3 + \frac{B_3}{2} \varphi_i^2 + C_3 \varphi_i + V_{q_{2E}};$$

$$S_3 = \frac{A_3}{12} \varphi_i^4 + \frac{B_3}{6} \varphi_i^3 + \frac{C_3}{2} \varphi_i^2 + V_{q_{2E}} \varphi_i + S_{2E}.$$

$$A_3 = -\frac{B_3^2}{4\ddot{x}_1(m_2 - m_1)};$$

$$B_3 = \frac{2\ddot{x}_1(m_2 - m_1) \left[ 1 + \sqrt{\frac{m_2}{(m_2 - m_1)}} \right]}{\Phi_1}, \quad \text{де } m_2 > m_1;$$

$$C_3 = \ddot{x}_1 m_1.$$

Ділянка IV ( $0 \leq \varphi \leq \Phi_3$ ):

$$a_{q_4} = A_4 \varphi_i^3 + B_4 \varphi_i^2 + C_4 \varphi_i;$$

$$V_{q_4} = \frac{A_4}{4} \varphi_i^4 + \frac{B_4}{3} \varphi_i^3 + \frac{C_4}{2} \varphi_i^2 + V_{q_{3E}} ;$$

$$S_4 = \frac{A_4}{20} \varphi_i^5 + \frac{B_4}{12} \varphi_i^4 + \frac{C_4}{6} \varphi_i^3 + V_{q_{3E}} \varphi_i + S_{3E} .$$

$$A_4 = -\frac{B_4}{3\Phi_3} ; B_4 = \frac{3\ddot{x}_2}{\Phi_3^2} ; C_4 = -\frac{3\ddot{x}_2}{\Phi_3} ;$$

$$A_4 = -\frac{\ddot{x}_2}{\Phi_3^3} .$$

Ділянка  $V (0 \leq \varphi \leq \Phi_4)$ :

$$a_{q_5} = A_5 \varphi_i^3 + C_5 ;$$

$$V_{q_5} = \frac{A_5}{4} \varphi_i^4 + C_5 \varphi_i + V_{q_{4E}} ;$$

$$S_5 = \frac{A_5}{20} \varphi_i^5 + \frac{C_5}{2} \varphi_i^2 + V_{q_{4E}} \varphi_i + S_{4E} .$$

$$S_5 = \frac{A_5}{20} \varphi^5 + \frac{C_5}{2} \varphi^2 + V_{q_{4E}} \varphi + S_{4E} ;$$

$$A_5 = -\frac{\ddot{x}_2(k_1 - 1)}{\Phi_4^3} ; C_5 = -\ddot{x}_2 .$$

Ділянка  $VI (0 \leq \varphi \leq \Phi_3)$ :

$$a_{q_6} = A_6 \varphi_i^2 + B_6 \varphi_i + C_6 ;$$

$$V_{q_6} = \frac{A_6}{3} \varphi_i^3 + \frac{B_6}{2} \varphi_i^2 + C_6 \varphi_i + V_{q_{5E}} ;$$

$$S_6 = \frac{A_6}{12} \varphi_i^4 + \frac{B_6}{6} \varphi_i^3 + \frac{C_6}{2} \varphi_i^2 + V_{q_{5E}} \varphi_i + S_{5E},$$

$$A_6 = \frac{B_6^2}{4\ddot{x}_2(k_2 - k_1)}; B_6 = \frac{-2\ddot{x}_2(k_2 - k_1) \left[ 1 + \sqrt{\frac{k_2}{(k_2 - k_1)}} \right]}{\Phi_3}; C_6 = -\ddot{x}_2 k_1;$$

де  $k_2 > k_1$ .

В наведених формулах коефіцієнти  $A_i$ ,  $B_i$ ,  $C_i$  визначаються розрахунками за умов забезпечення потрібного вигляду базового закону прискорень, рівняння прискорень на границях ділянок, максимального заданого переміщення штовхача  $S_{max}$  і рівняння  $V_q = 0$  при  $\varphi = \varphi_B$ .

Постійні інтегрування  $V_{qiE}$  і  $h_{iE}$  визначаються за умов плавного сполучення (рівняння) аналогів швидкостей та переміщень штовхача на границях ділянок.

За допомогою розробленої методики було виконано проектування нових кулачків приводу впускних і випускних клапанів тепловозного дизеля типу Д80. На рис.14 показано кінематичні характеристики штовхача з кулачком, спрофільованим з використанням запропонованої методики.

Оцінка ефективності дослідних кулачків за коефіцієнтом  $\eta_n$  виконувалась у порівнянні з тангенціальними кулачками (варіант серійного профілю). Аналіз кінематичних характеристик показав, що застосування у КМГР дизеля типу Д80 дослідних кулачків надасть можливість збільшити коефіцієнт повноти діаграми переміщень клапанів з 0,64 (для серійного) до 0,68, що еквівалентно збільшенню ЧП клапанів на 13 %.

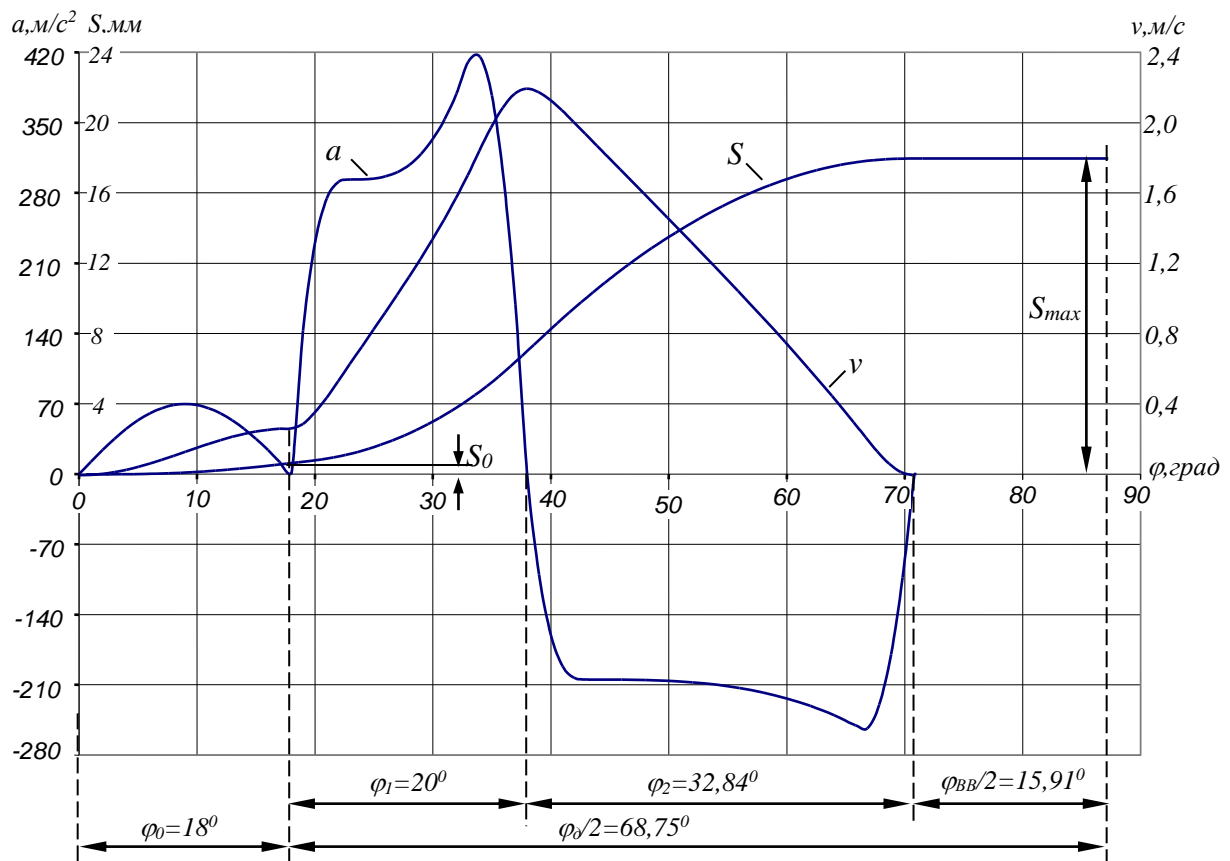


Рис.14. Кінематичні характеристики поступального роликового штовхача КМГР тепловозного дизеля типу Д80 (ЧН 26/27) з дослідним кулачком

### 3. Сучасні аналітичні методи кінематичного аналізу важільних механізмів технічних засобів залізничного транспорту

Сучасний тяговий рухомий склад залізниць характеризується наявністю наукоємних технічних засобів, в конструкції яких широко застосовуються важільні механізми. Так, енергетичні установки магістральних та маневрових тепловозів експлуатаційного парку Укрзалізниці обладнані рядними та V-подібними дизелями, а для живлення їх гальмових систем стислим повітрям використовуються поршневі компресори. У наш час особливого значення набуває проблема забезпечення їх експлуатаційної надійності та довговічності. Це визначає необхідність проведення розрахунково-експериментальних досліджень з визначення напружено-деформованого стану окремих деталей, вузлів і механізмів дизелів і компресорів, до яких у першу чергу належить кривошипно-шатунний механізм (КШМ).

Особливе значення при розв'язанні вказаної задачі має оцінювання напружено-деформованого стану колінчастого вала. Це потребує проведення розрахункових досліджень динаміки КШМ у цілому для визначення діючих сил, оцінювання міцності деталей. З урахуванням складності таких досліджень актуальною є розробка відповідних математичних моделей, які базуються на сучасних підходах до виконання силового розрахунку, проведення якого у свою чергу потребує розробки методики аналітичного дослідження кінематики ланок КШМ.

Отримання аналітичних залежностей для розрахунку кінематичних характеристик ланок КШМ доцільно проводити на основі методу замкнених векторних контурів.

Для дослідження кінематики ланок КШМ рядного дизеля (рис.15) як початкові дані ураховуються:  $l_1$  - радіус кривошипа;  $l_2$  - довжина основного шатуна.

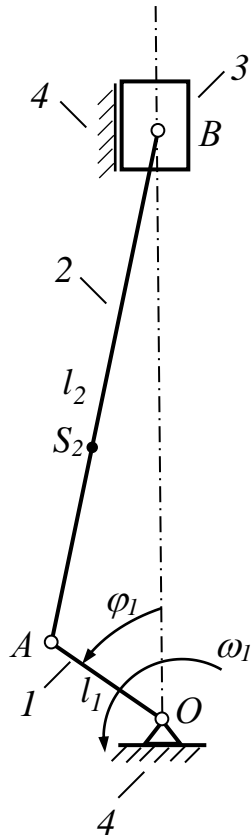


Рис.15. Кінематична схема циліндрового модуля рядного транспортного дизеля:  
 1 – кривошип; 2 – шатун; 3 – поршень;  
 4 – елементи стоякових конструкцій

Для зручності отримання розрахункових аналітичних залежностей вводиться коефіцієнт

$$\lambda_1 = \frac{l_2}{l_1}.$$

Відповідно до прийнятого методу аналітичні залежності для визначення основних кінематичних параметрів механізму можна отримати із замкнених векторних контурів, які утворюють ланки такого механізму. Тоді для КШМ необхідно розглянути векторний контур  $OABO$  в системі координат  $XOY$ , що утворений векторами  $\bar{l}_1$ ,  $\bar{l}_2$  і  $\bar{Y}_B$  (рис.16).

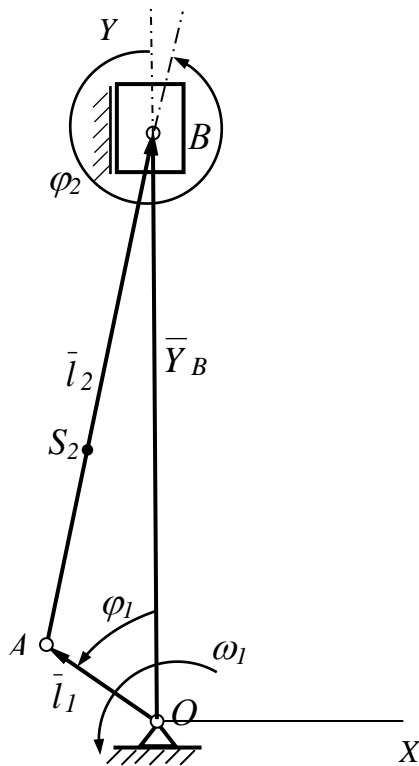


Рис. 16. До розгляду векторного контуру, утвореного ланками КШМ рядного дизеля

Аналітичні залежності для визначення кінематики ланок лівого ряду механізму визначаються з контуру  $OABO$ , для якого нижче записана умова його замкненості

$$\bar{l}_1 + \bar{l}_2 - \bar{Y}_B = 0. \quad (1)$$

Рівняння проєкцій векторного контуру на координатні осі  $OY$  і  $OX$

$$l_1 \cdot \cos \varphi_1 + l_2 \cdot \cos \varphi_2 - Y_B = 0. \quad (2)$$

$$l_1 \cdot \sin \varphi_1 + l_2 \cdot \sin \varphi_2 = 0. \quad (3)$$

Величина поточного кута  $\varphi_2$  з рівняння (3)



$$\varphi_2 = \arcsin\left(-\frac{\sin \varphi_1}{\lambda_1}\right). \quad (4)$$

Поточне переміщення поршня 3 відносно положення в.м.т. з рівняння (2)

$$S_B = l_1 \cdot [(1 - \cos \varphi_1) + \lambda_1 \cdot (1 - \cos \varphi_2)]. \quad (5)$$

З диференціювання рівняння (3) за  $d\varphi_1$  аналог кутової швидкості шатуна 2

$$\omega_{q2} = -\frac{\cos \varphi_1}{\lambda_1 \cdot \cos \varphi_2}. \quad (6)$$

З диференціювання рівняння (5) за  $d\varphi_1$  поточна швидкість поршня 3

$$v_B = \omega_1 \cdot l_1 \cdot \frac{\sin(\varphi_1 - \varphi_2)}{\cos \varphi_2}. \quad (7)$$

З подвійного диференціювання рівняння (3) за  $d\varphi_1$  аналог кутового прискорення шатуна 2

$$\varepsilon_{q2} = \frac{\sin \varphi_1 + \lambda_1 \cdot \omega_{q2}^2 \cdot \sin \varphi_2}{\lambda_1 \cdot \cos \varphi_2}. \quad (8)$$

З диференціювання рівняння (7) за  $d\varphi_1$  поточне прискорення поршня 3

$$a_B = \omega_1^2 \cdot l_1 \cdot (\cos \varphi_1 + \lambda_1 \cdot \varepsilon_{q2} \cdot \sin \varphi_2 + \lambda_1 \cdot \omega_{q2}^2 \cdot \cos \varphi_2). \quad (9)$$

Як приклад реалізації поданого математичного опису на рис. 17 наведені кінематичні характеристики поршнів рядного

дизеля типу Д80 (ЧН 26/27) для таких початкових даних:  
 $l_1 = 135 \text{ мм}$ ;  $l_2 = 490 \text{ мм}$ ;  $\omega_1 = 104,7 \text{ рад/с}$  ( $n_1 = 1000 \text{ хв}^{-1}$ ).

Відомо, що кожен циліндровий модуль V-подібного дизеля об'єднує по одному циліндру правого та лівого ряду з поршнями, пов'язаними з КВ відповідно основними та причіпними шатунами (рис. 18). Для отримання аналітичних залежностей виду  $s_B, v_B, a_B, s_D, v_D, a_D = f(\varphi_1)$  для V-подібних КШМ методом замкнених векторних контурів як початкові дані ураховуються:

- $l_1$  - радіус кривошипа;
- $l_2$  - довжина основного шатуна;
- $l_2'$  - довжина причепа;
- $l_4$  - довжина причіпного шатуна;
- $\beta$  - кут розвалу циліндрів;
- $\alpha$  - кут причепа.

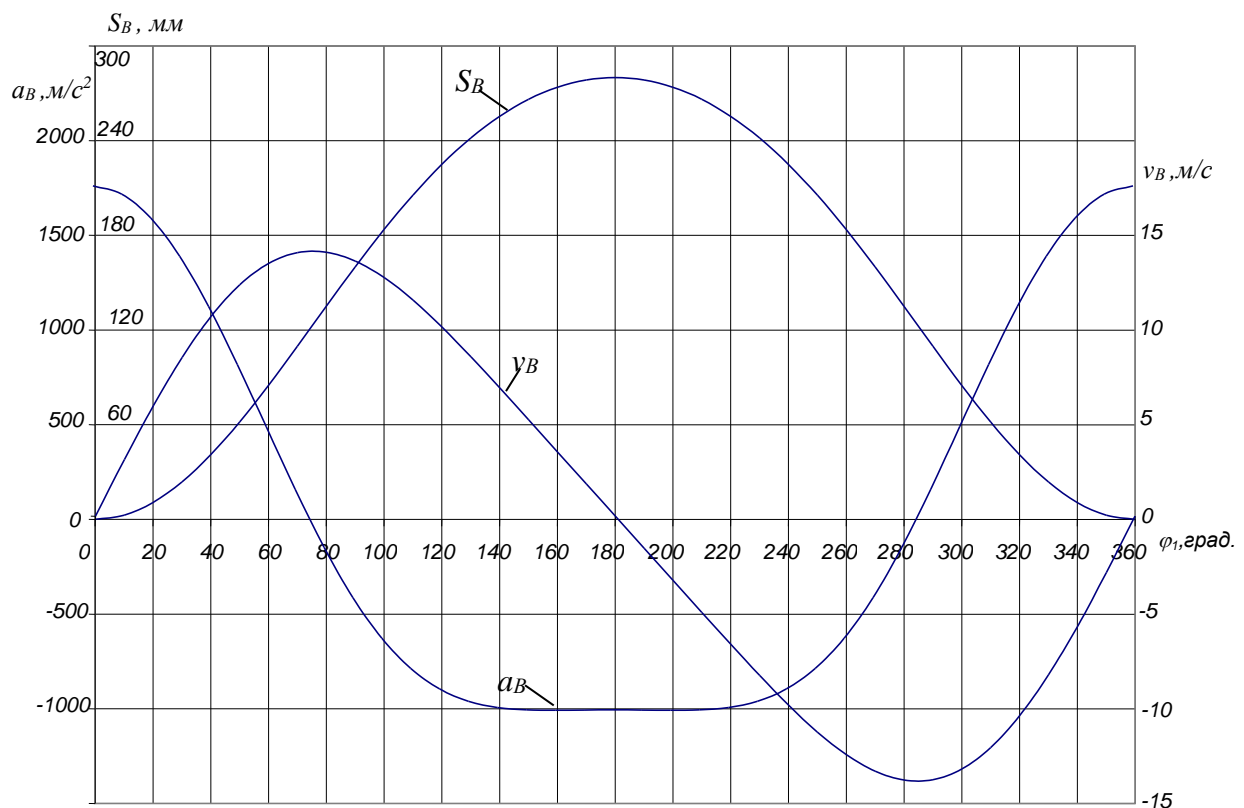


Рис.17. Кінематичні характеристики поршнів рядного дизеля типу Д80

Для зручності отримання розрахункових аналітичних залежностей вводяться коефіцієнти

$$\lambda_1 = \frac{l_2}{l_1}; \quad \lambda_2 = \frac{l_2'}{l_1}; \quad \lambda_3 = \frac{l_4}{l_1}.$$

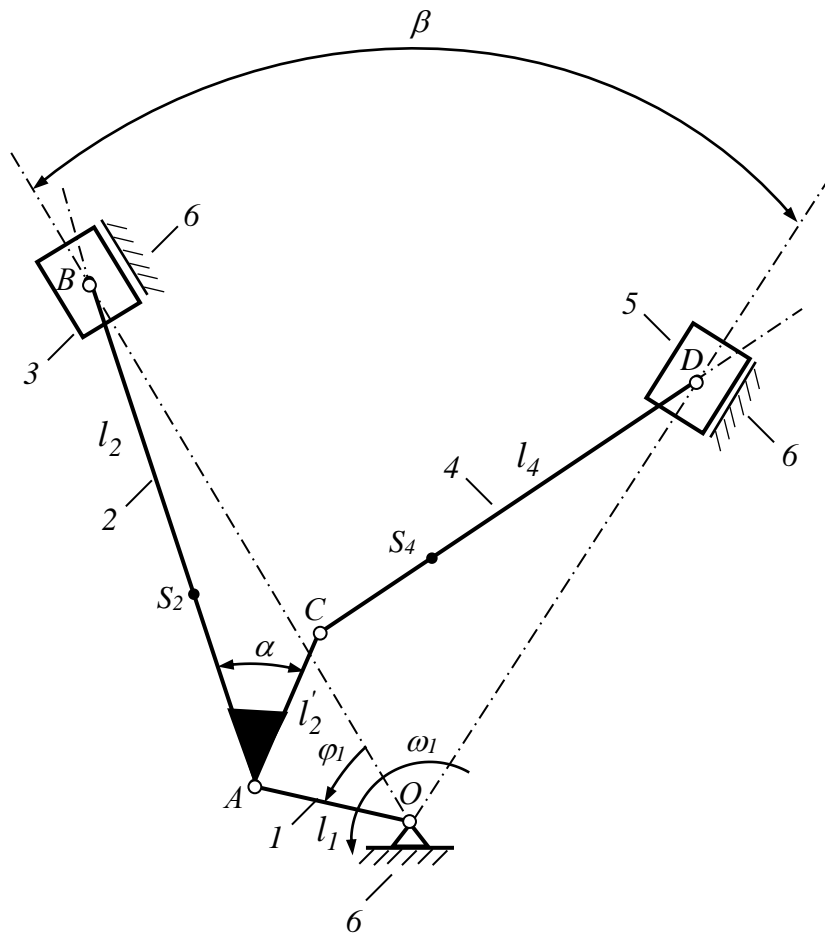


Рис.18. Кінематична схема циліндрового модуля

V- подібного транспортного дизеля:

- 1 – кривошип; 2 – основний шатун; 3 – поршень лівого ряду (з'єднаний з основним шатуном); 4 – причіпний шатун; 5 – поршень правого ряду (з'єднаний з причіпним шатуном), 6 – елементи стоякових конструкцій

Відповідно до прийнятого методу аналітичні залежності для визначення основних кінематичних параметрів механізму можна

отримати з замкнених векторних контурів, які утворюють ланки такого механізму.

Тоді для V-подібного КШМ необхідно розглянути два векторні контури – контур  $OABO$  в системі координат  $XOY$ , що утворений векторами  $\bar{l}_1, \bar{l}_2$  і  $\bar{Y}_B$ , а також контур  $OACD$  у системі координат  $X'OY'$ , утворений векторами  $\bar{l}_1, \bar{l}_2, \bar{l}_4$  і  $\bar{Y}'_D$  (рис. 19).

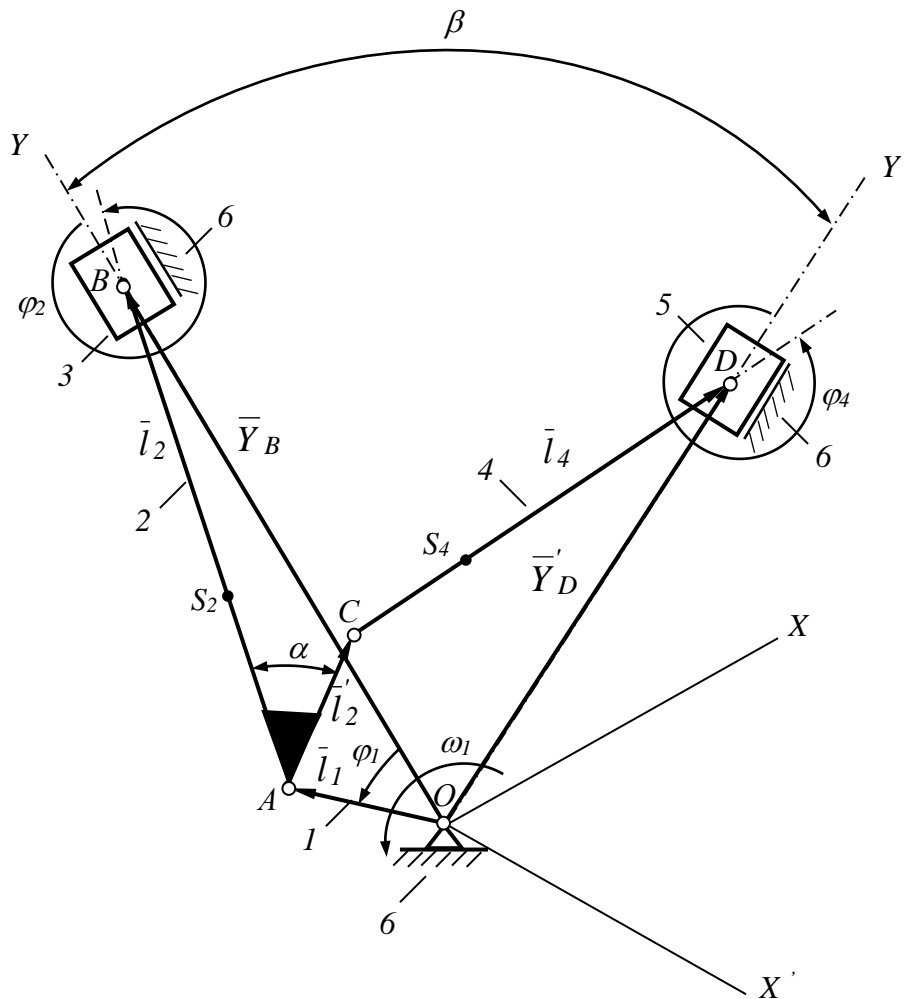


Рис.19. До розгляду векторних контурів, утворених ланками КШМ циліндрового модуля V-подібного дизеля

Аналітичні залежності для визначення кінематики ланок лівого ряду механізму визначаються з контуру  $OABO$ , для якого нижче записана умова його замкненості

$$\bar{l}_1 + \bar{l}_2 - \bar{Y}_B = 0. \quad (10)$$

Рівняння проєкцій векторного контуру на координатні осі  $OY$  і  $OX$

$$l_1 \cdot \cos \varphi_1 + l_2 \cdot \cos \varphi_2 - Y_B = 0. \quad (11)$$

$$l_1 \cdot \sin \varphi_1 + l_2 \cdot \sin \varphi_2 = 0. \quad (12)$$

Величина поточного кута  $\varphi_2$  з рівняння (12)

$$\varphi_2 = \arcsin\left(-\frac{\sin \varphi_1}{\lambda_1}\right). \quad (13)$$

Поточне переміщення поршня 3 відносно положення в.м.т. з рівняння (11)

$$S_B = l_1 \cdot [(1 - \cos \varphi_1) + \lambda_1 \cdot (1 - \cos \varphi_2)]. \quad (14)$$

З диференціювання рівняння (12) за  $d\varphi_1$  аналог кутової швидкості шатуна 2

$$\omega_{q2} = -\frac{\cos \varphi_1}{\lambda_1 \cdot \cos \varphi_2}. \quad (15)$$

З диференціювання рівняння (14) за  $d\varphi_1$  поточна швидкість поршня 3

$$v_B = \omega_1 \cdot l_1 \cdot \frac{\sin(\varphi_1 - \varphi_2)}{\cos \varphi_2}. \quad (16)$$

З подвійного диференціювання рівняння (12) за  $d\varphi_1$  аналог кутового прискорення шатуна 2

$$\varepsilon_{q2} = \frac{\sin \varphi_1 + \lambda_1 \cdot \omega_{q2}^2 \cdot \sin \varphi_2}{\lambda_1 \cdot \cos \varphi_2}. \quad (17)$$

З диференціювання рівняння (16) за  $d\varphi_1$  поточне прискорення поршня 3

$$a_B = \omega_1^2 \cdot l_1 \cdot (\cos \varphi_1 + \lambda_1 \cdot \varepsilon_{q2} \cdot \sin \varphi_2 + \lambda_1 \cdot \omega_{q2}^2 \cdot \cos \varphi_2). \quad (18)$$

Аналitичні залежності для визначення кінематики ланок правого ряду механізму визначаються з контуру  $OACDO$ , для якого нижче записана умова його замкненості

$$\bar{l}_1 + \bar{l}'_2 + \bar{l}_4 - \bar{Y}'_D = 0. \quad (19)$$

Рівняння проєкцій векторного контуру на координатні осі  $OY'$  і  $OX'$

$$l_1 \cdot \cos(\varphi_1 + \beta) + l'_2 \cdot \cos(\varphi_2 + \delta) + l_4 \cdot \cos \varphi_4 - Y'_D = 0. \quad (20)$$

$$\sin(\varphi_1 + \beta) + \lambda_2 \cdot \sin(\varphi_2 + \delta) + \lambda_3 \cdot \sin \varphi_4 = 0, \quad (21)$$

де  $\delta = \beta - \alpha$ .

Величина поточного кута  $\varphi_4$  з рівняння (21)

$$\varphi_4 = \arcsin \left[ -\frac{\sin(\varphi_1 + \beta) + \lambda_2 \cdot \sin(\varphi_2 + \delta)}{\lambda_3} \right]. \quad (22)$$

Поточне переміщення поршня 5 відносно положення в.м.т. з рівняння (20)

$$S_D = Y'_{Dmax} - l_1 \cdot \cos(\varphi_1 + \beta) - l'_2 \cdot \cos(\varphi_2 + \delta) - l_4 \cdot \cos \varphi_4, \quad (23)$$

де  $Y'_{Dmax}$  – відстань OD, що відповідає положенню в.м.т. поршня 5, визначається ітераційними розрахунками з формули

$$Y'_{Dmax} = l_1 \cdot \cos(\varphi_1 + \beta) + l'_2 \cdot \cos(\varphi_2 + \delta) + l_4 \cdot \cos \varphi_4. \quad (24)$$

З диференціювання рівняння (21) за  $d\varphi_1$  аналог кутової швидкості шатуна 4

$$\omega_{q4} = -\frac{\cos(\varphi_1 + \beta) + \lambda_2 \cdot \omega_{q2} \cdot \cos(\varphi_2 + \delta)}{\lambda_3 \cdot \cos \varphi_4}. \quad (25)$$

З диференціювання рівняння (23) за  $d\varphi_1$  поточна швидкість поршня

$$v_D = \omega_1 \cdot l_1 \cdot [\sin(\varphi_1 + \beta) + \lambda_2 \cdot \omega_{q2} \cdot \sin(\varphi_2 + \delta) + \lambda_3 \cdot \omega_{q4} \cdot \sin \varphi_4]. \quad (26)$$

З подвійного диференціювання рівняння (21) за  $d\varphi_1$  аналог кутового прискорення шатуна 4

$$\varepsilon_{q2} = \frac{\sin(\varphi_1 + \beta) + \lambda_2 \cdot [\omega_{q2}^2 \cdot \sin(\varphi_2 + \delta) - \varepsilon_{q2} \cdot \cos(\varphi_2 + \delta)]}{\lambda_3 \cdot \cos \varphi_4} + \omega_{q4}^2 \cdot \operatorname{tg} \varphi_4. \quad (27)$$

З диференціювання рівняння (26) за  $d\varphi_1$  поточне прискорення поршня 5

$$a_D = \omega_1^2 \cdot l_1 \cdot \{ \cos(\varphi_1 + \beta) + \lambda_2 \cdot [ \varepsilon_{q2} \cdot \sin(\varphi_2 + \delta) + \omega_{q2}^2 \cdot (\cos \varphi_2 + \delta) ] + \lambda_3 \cdot ( \varepsilon_{q4} \cdot \sin \varphi_4 + \omega_{q4}^2 \cdot \cos \varphi_4 ) \}. \quad (28)$$

Як приклад на рис. 20 і 21 наведені кінематичні характеристики поршнів циліндрового модуля дизеля типу Д49. При цьому як початкові дані урахувались:

радіус кривошипа  $l_1 = 130$  мм;

довжина основного шатуна  $l_2 = 580$  мм;

довжина причепа  $l'_2 = 170$  мм;

довжина причіпного шатуна  $l_4 = 414$  мм;

кут розвалу циліндрів  $\beta = 40^\circ$ ;

кут причепа  $\alpha = 42^\circ$ ;

відстань OD, що відповідає положенню в.м.т. поршня 5  
 $Y'_{Dmax} = 712,5658$  мм;

кутова швидкість кривошипа 1  $\omega_1 = 104,72$  рад/с  
( $n_1 = 1000$  хв<sup>-1</sup>).

Конструктивно повітряний компресор з W-подібним кривошипно-шатунним механізмом містить 3 циліндри (рис. 22):

I – лівий циліндр низького тиску;

II – циліндр високого тиску;

III – правий циліндр низького тиску.

При отриманні за методом замкнених векторних контурів аналітичних залежностей виду  $s_B, v_B, a_B, s_D, v_D, a_D, s_F, v_F, a_F = f(\varphi_1)$  як початкові дані ураховуються:

$l_1$  - радіус кривошипа I;

$l_2$  - довжина основного шатуна 2;

$l_4, l_6$  - довжини причіпних шатунів 4 і 6;

$l'_2, l'_4$  - довжини причепів шатунів 4 і 6;

$\beta_1, \beta_2$  - кути розвалу циліндрів I-II і II-III;

$\alpha_1, \alpha_2$  - кути причепа шатунів 4 і 6.



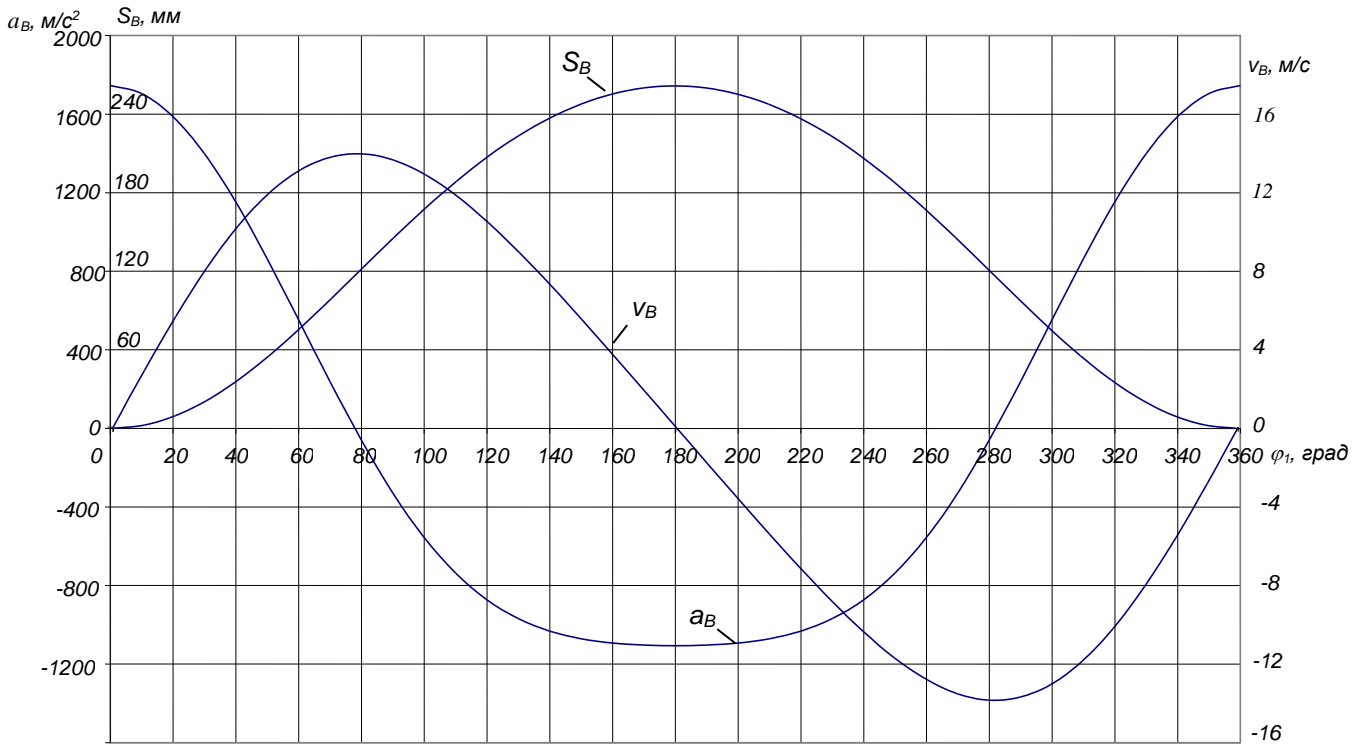


Рис.20. Кінематичні характеристики основного поршня циліндрового модуля дизеля типу Д49

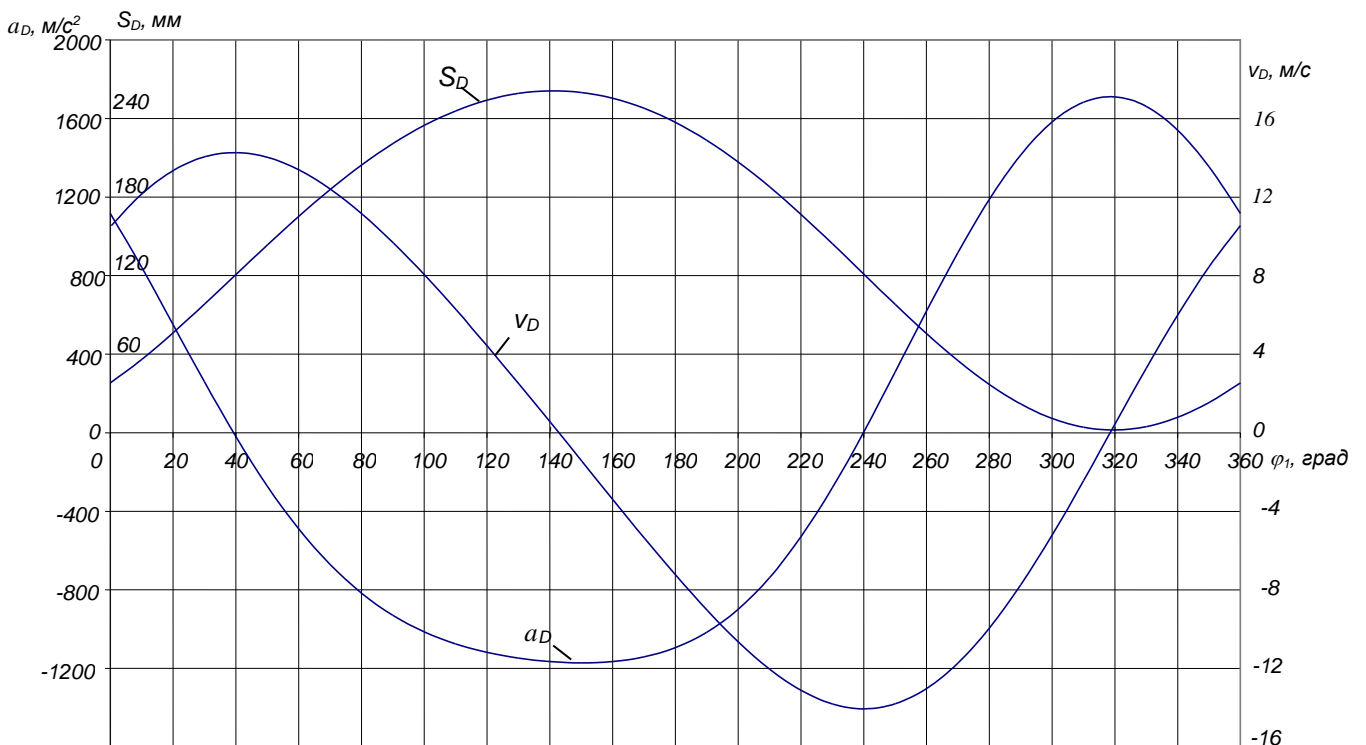


Рис.21. Кінематичні характеристики причіпного поршня циліндрового модуля дизеля типу Д49

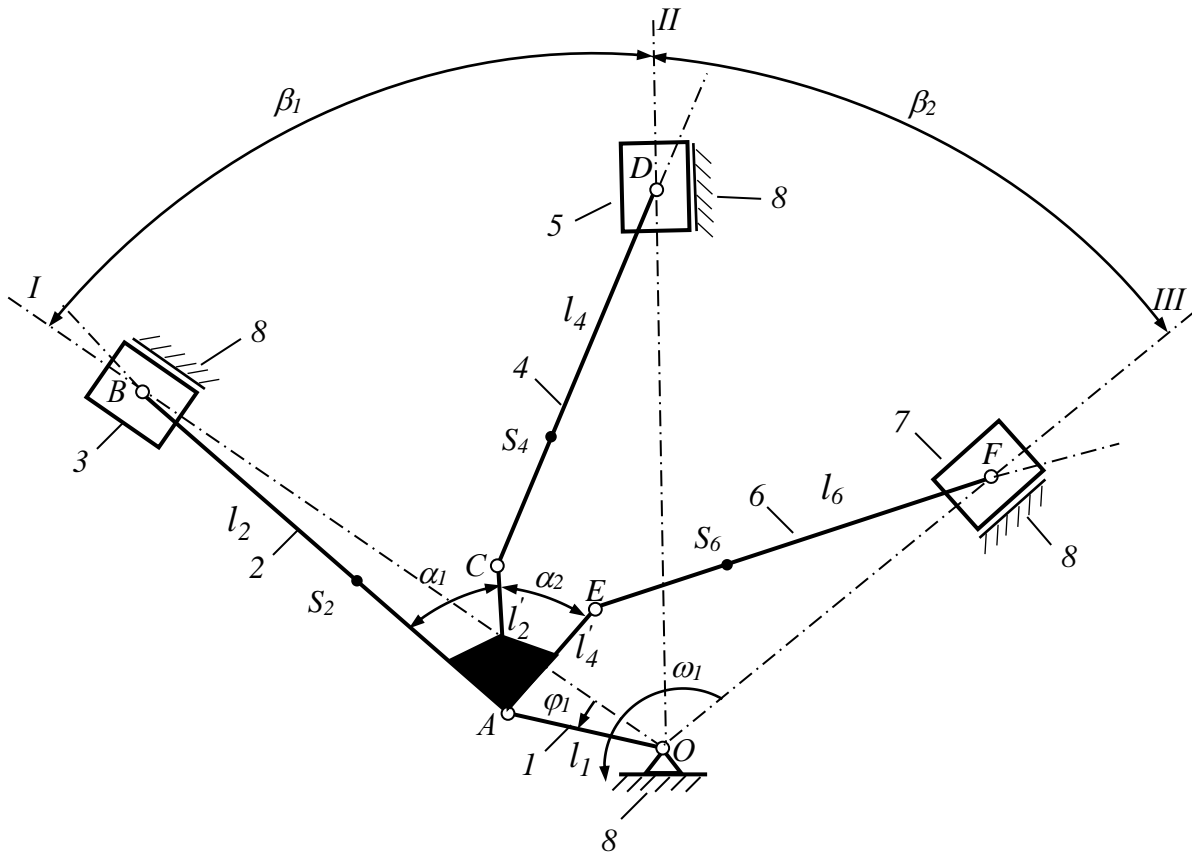


Рис. 22. Кінематична схема КШМ W-подібного повітряного поршневого компресора: *I* – лівий циліндр низького тиску; *II* – циліндр високого тиску; *III* – правий циліндр низького тиску; 1 – кривошип; 2, 4, 6 – шатуни; 3, 5, 7 – поршні; 8 – елементи стоякових конструкцій

Для зручності отримання розрахункових аналітичних залежностей вводяться коефіцієнти

$$\lambda_1 = \frac{l_2}{l_1}; \lambda_2 = \frac{l_2'}{l_1}; \lambda_3 = \frac{l_4}{l_1}; \lambda_4 = \frac{l_4'}{l_1}; \lambda_5 = \frac{l_6}{l_1}.$$

Відповідно до прийнятого методу аналітичні залежності для визначення основних кінематичних параметрів механізму можна отримати з замкнених векторних контурів, які утворюють ланки такого механізму. Тоді для W-подібного КШМ необхідно розглянути три векторні контури (рис. 23):

- контур  $OABO$  в системі координат  $XOY$ , що утворений векторами  $\bar{l}_1, \bar{l}_2$  і  $\bar{Y}_B$ ;
- контур  $OACDO$  в системі координат  $X'OY'$ , утворений векторами  $\bar{l}_1, \bar{l}_2, \bar{l}_4$  і  $\bar{Y}_D$ ;
- контур  $OAEFO$  в системі координат  $X''OY''$ , утворений векторами  $\bar{l}_1, \bar{l}_4, \bar{l}_6$  і  $\bar{Y}_F$ .

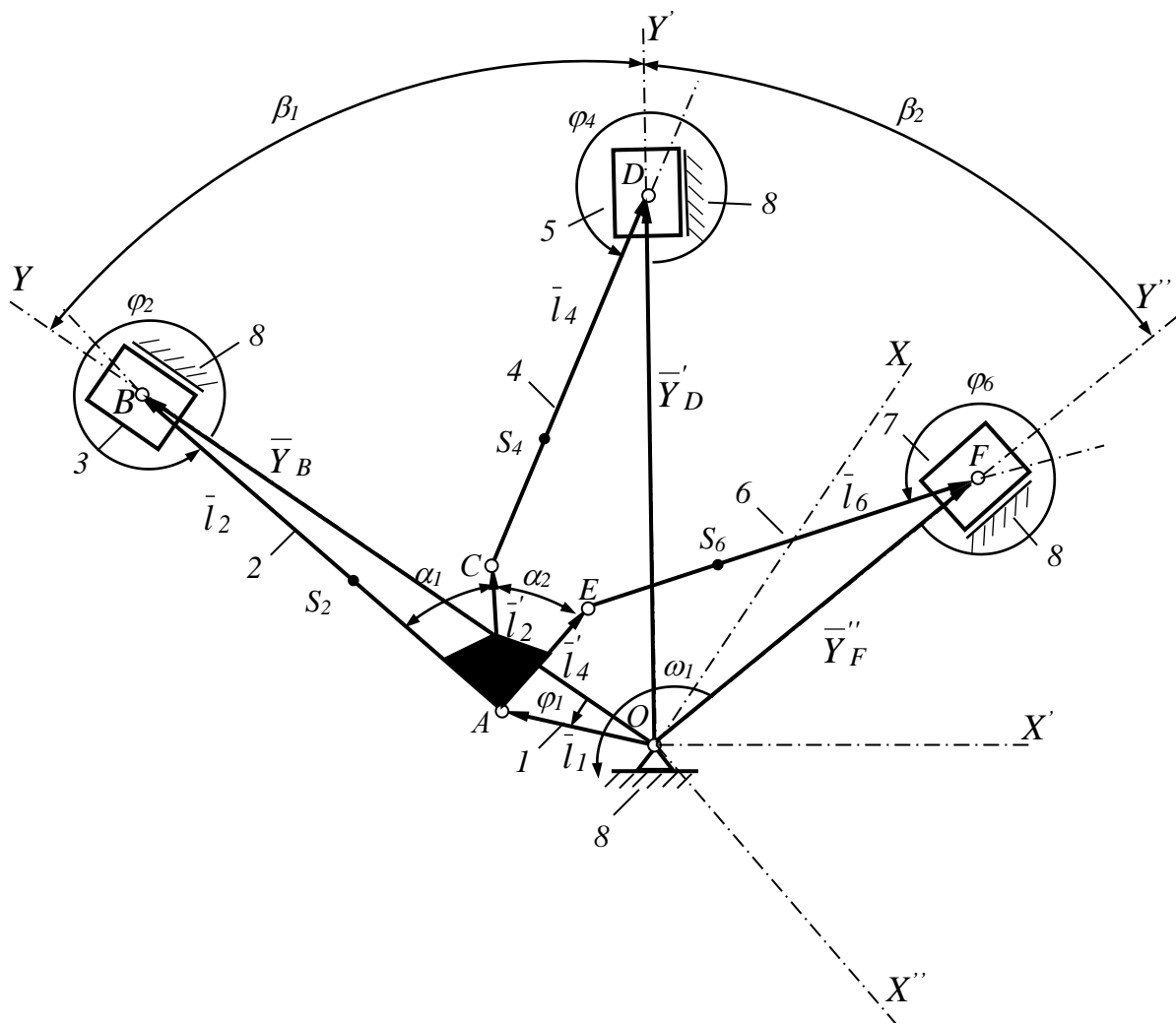


Рис. 23. До розгляду векторних контурів, утворених ланками КШМ W-подібного повітряного компресора

Аналітичні залежності для визначення кінематики ланок лівого циліндра низького тиску  $I$  визначаються з контуру  $OABO$ , для якого нижче записана умова його замкненості

$$\bar{l}_1 + \bar{l}_2 - \bar{Y}_B = 0. \quad (29)$$

Рівняння проєкцій векторного контуру на координатні осі  $OY$  і  $OX$

$$l_1 \cdot \cos \varphi_1 + l_2 \cdot \cos \varphi_2 - Y_B = 0. \quad (30)$$

$$l_1 \cdot \sin \varphi_1 + l_2 \cdot \sin \varphi_2 = 0. \quad (31)$$

Величина поточного кута  $\varphi_2$  з рівняння (31)

$$\varphi_2 = \arcsin\left(-\frac{\sin \varphi_1}{\lambda_1}\right). \quad (32)$$

Поточне переміщення поршня 3 відносно положення в.м.т. з рівняння (30)

$$S_B = l_1 \cdot [(1 - \cos \varphi_1) + \lambda_1 \cdot (1 - \cos \varphi_2)]. \quad (33)$$

З диференціювання рівняння (31) за  $d\varphi_1$  аналог кутової швидкості шатуна 2

$$\omega_{q2} = -\frac{\cos \varphi_1}{\lambda_1 \cdot \cos \varphi_2}. \quad (34)$$

З диференціювання рівняння (33) за  $d\varphi_1$  поточна швидкість поршня 3

$$v_B = \omega_1 \cdot l_1 \cdot \frac{\sin(\varphi_1 - \varphi_2)}{\cos \varphi_2}. \quad (35)$$

З подвійного диференціювання рівняння (31) за  $d\varphi_1$  аналог кутового прискорення шатуна 2

$$\varepsilon_{q2} = \frac{\sin \varphi_1 + \lambda_1 \cdot \omega_{q2}^2 \cdot \sin \varphi_2}{\lambda_1 \cdot \cos \varphi_2}. \quad (36)$$

З диференціювання рівняння (35) за  $d\varphi_1$  поточне прискорення поршня 3

$$a_B = \omega_1^2 \cdot l_1 \cdot (\cos \varphi_1 + \lambda_1 \cdot \varepsilon_{q2} \cdot \sin \varphi_2 + \lambda_1 \cdot \omega_{q2}^2 \cdot \cos \varphi_2). \quad (37)$$

Аналітичні залежності для визначення кінематики ланок циліндра високого тиску II визначаються з контуру  $OACDO$ , для якого нижче записана умова його замкненості

$$\bar{l}_1 + \bar{l}_2 + \bar{l}_4 - \bar{Y}_D = 0. \quad (38)$$

Рівняння проєкцій векторного контуру на координатні осі  $OY'$  і  $OX'$

$$l_1 \cdot \cos(\varphi_1 + \beta_1) + l_2' \cdot \cos(\varphi_2 + \delta_1) + l_4 \cdot \cos \varphi_4 - Y_D' = 0. \quad (39)$$

$$\sin(\varphi_1 + \beta_1) + \lambda_2 \cdot \sin(\varphi_2 + \delta_1) + \lambda_3 \cdot \sin \varphi_4 = 0, \quad (40)$$

де  $\delta_1 = \beta_1 - \alpha_1$ .

Величина поточного кута  $\varphi_4$  з рівняння (40)

$$\varphi_4 = \arcsin \left[ -\frac{\sin(\varphi_1 + \beta_1) + \lambda_2 \cdot \sin(\varphi_2 + \delta_2)}{\lambda_3} \right]. \quad (41)$$

Поточне переміщення поршня 5 відносно положення в.м.т. з рівняння (39)

$$S_D = Y'_{Dmax} - l_1 \cdot \cos(\varphi_1 + \beta_1) - l'_2 \cdot \cos(\varphi_2 + \delta_1) - l_4 \cdot \cos \varphi_4, \quad (42)$$

де  $Y'_{Dmax}$  – відстань OD, що відповідає положенню в.м.т. поршня 5, визначається ітераційними розрахунками з формули

$$Y'_{Dmax} = l_1 \cdot \cos(\varphi_1 + \beta_1) + l'_2 \cdot \cos(\varphi_2 + \delta_1) + l_4 \cdot \cos \varphi_4. \quad (43)$$

З диференціювання рівняння (40) за  $d\varphi_1$  аналог кутової швидкості шатуна 4

$$\omega_{q4} = -\frac{\cos(\varphi_1 + \beta_1) + \lambda_2 \cdot \omega_{q2} \cdot \cos(\varphi_2 + \delta_1)}{\lambda_3 \cdot \cos \varphi_4}. \quad (44)$$

З диференціювання рівняння (42) за  $d\varphi_1$  поточна швидкість поршня 5

$$v_D = \omega_1 \cdot l_1 \cdot [\sin(\varphi_1 + \beta_1) + \lambda_2 \cdot \omega_{q2} \cdot \sin(\varphi_2 + \delta_1) + \lambda_3 \cdot \omega_{q4} \cdot \sin \varphi_4]. \quad (45)$$

З подвійного диференціювання рівняння (40) за  $d\varphi_1$  аналог кутового прискорення шатуна 4

$$\varepsilon_{q2} = \frac{\sin(\varphi_1 + \beta_1) + \lambda_2 \cdot [\omega_{q2}^2 \cdot \sin(\varphi_2 + \delta_1) - \varepsilon_{q2} \cdot \cos(\varphi_2 + \delta_1)]}{\lambda_3 \cdot \cos \varphi_4} + \omega_{q4}^2 \cdot \operatorname{tg} \varphi_4. \quad (46)$$

З диференціювання рівняння (45) за  $d\varphi_1$  поточне прискорення поршня 5

$$a_D = \omega_1^2 \cdot l_1 \cdot \{ \cos(\varphi_1 + \beta_1) + \lambda_2 \cdot [ \varepsilon_{q2} \cdot \sin(\varphi_2 + \delta_1) + \omega_{q2}^2 \cdot (\cos \varphi_2 + \delta_1) ] + \lambda_3 \cdot (\varepsilon_{q4} \cdot \sin \varphi_4 + \omega_{q4}^2 \cdot \cos \varphi_4) \}. \quad (47)$$

Аналітичні залежності для визначення кінематики ланок циліндра низького тиску III визначаються з контуру  $OA EFO$ , для якого нижче записана умова його замкненості

$$\bar{l}_1 + \bar{l}_4' + \bar{l}_6 - \bar{Y}_F'' = 0. \quad (48)$$

Рівняння проєкцій векторного контуру на координатні осі  $OY''$  і  $OX''$

$$l_1 \cdot \cos(\varphi_1 + \beta_\Sigma) + l_4' \cdot \cos(\varphi_2 + \delta_2) + l_6 \cdot \cos \varphi_6 - Y_F'' = 0. \quad (49)$$

$$\sin(\varphi_1 + \beta_\Sigma) + \lambda_4 \cdot \sin(\varphi_2 + \delta_1) + \lambda_5 \cdot \sin \varphi_6 = 0, \quad (50)$$

де  $\beta_\Sigma = \beta_1 + \beta_2$ ,  $\delta_2 = \beta_\Sigma - \alpha_1 - \alpha_2$ .

Величина поточного кута  $\varphi_6$  з рівняння (50)

$$\varphi_6 = \arcsin \left[ - \frac{\sin(\varphi_1 + \beta_\Sigma) + \lambda_4 \cdot \sin(\varphi_2 + \delta_2)}{\lambda_5} \right]. \quad (51)$$

Поточне переміщення поршня 7 відносно положення в.м.т. з рівняння (49)

$$S_F = Y_{Fmax}'' - l_1 \cdot \cos(\varphi_1 + \beta_\Sigma) - l_4' \cdot \cos(\varphi_2 + \delta_2) - l_6 \cdot \cos \varphi_6, \quad (52)$$

де  $Y''_{F_{max}}$  – відстань  $OF$ , що відповідає положенню в.м.т. поршня 7, визначається ітераційними розрахунками з формули

$$Y''_{F_{max}} = l_1 \cdot \cos(\varphi_1 + \beta_\Sigma) + l'_4 \cdot \cos(\varphi_2 + \delta_2) + l_6 \cdot \cos \varphi_6. \quad (53)$$

З диференціювання рівняння (50) за  $d\varphi_1$  аналог кутової швидкості шатуна б

$$\omega_{q6} = -\frac{\cos(\varphi_1 + \beta_\Sigma) + \lambda_4 \cdot \omega_{q2} \cdot \cos(\varphi_2 + \delta_2)}{\lambda_5 \cdot \cos \varphi_6}. \quad (54)$$

З диференціювання рівняння (52) за  $d\varphi_1$  поточна швидкість поршня 5

$$v_F = \omega_1 \cdot l_1 \cdot [\sin(\varphi_1 + \beta_\Sigma) + \lambda_4 \cdot \omega_{q2} \cdot \sin(\varphi_2 + \delta_2) + \lambda_5 \cdot \omega_{q6} \cdot \sin \varphi_6]. \quad (55)$$

З подвійного диференціювання рівняння (50) за  $d\varphi_1$  аналог кутового прискорення шатуна б

$$\varepsilon_{q6} = \frac{\sin(\varphi_1 + \beta_\Sigma) + \lambda_4 \cdot [\omega_{q2}^2 \cdot \sin(\varphi_2 + \delta_2) - \varepsilon_{q2} \cdot \cos(\varphi_2 + \delta_2)]}{\lambda_5 \cdot \cos \varphi_6} + \omega_{q6}^2 \cdot \operatorname{tg} \varphi_6. \quad (56)$$

З диференціювання рівняння (55) за  $d\varphi_1$  поточне прискорення поршня 7

$$a_F = \omega_1^2 \cdot l_1 \cdot \{ \cos(\varphi_1 + \beta_\Sigma) + \lambda_4 \cdot [ \varepsilon_{q2} \cdot \sin(\varphi_2 + \delta_2) + \omega_{q2}^2 \cdot \cos(\varphi_2 + \delta_2) ] + \lambda_5 \cdot ( \varepsilon_{q6} \cdot \sin \varphi_6 + \omega_{q6}^2 \cdot \cos \varphi_6 ) \}. \quad (57)$$



На рис. 24-26 наведені кінематичні характеристики поршнів *I*, *II* і *III* циліндрів локомотивного повітряного компресора КТ-7. При цьому як початкові дані урахувувались:

радіус кривошипа  $l_1 = 72$  мм;

довжина основного шатуна  $l_2 = 350$  мм;

довжина причіпних шатунів  $l_4 = l_6 = 260$  мм;

довжини причепів шатунів 4 і 6  $l'_2 = l'_4 = 90$  мм;

кути розвалу циліндрів  $\beta_1 = \beta_2 = 40^\circ$ ;

кути причепа шатунів  $\alpha_1 = \alpha_2 = 42^\circ$ ;

відстань *OD*, що відповідає положенню в.м.т. поршня 5

$Y'_{D\max} = 421,2879$  мм;

відстань *OF*, що відповідає положенню в.м.т. поршня 7

$Y''_{F\max} = 421,9166$  мм;

кутова швидкість кривошипа 1  $\omega_1 = 80,01$  рад/с ( $n_1 = 850$  хв<sup>-1</sup>).

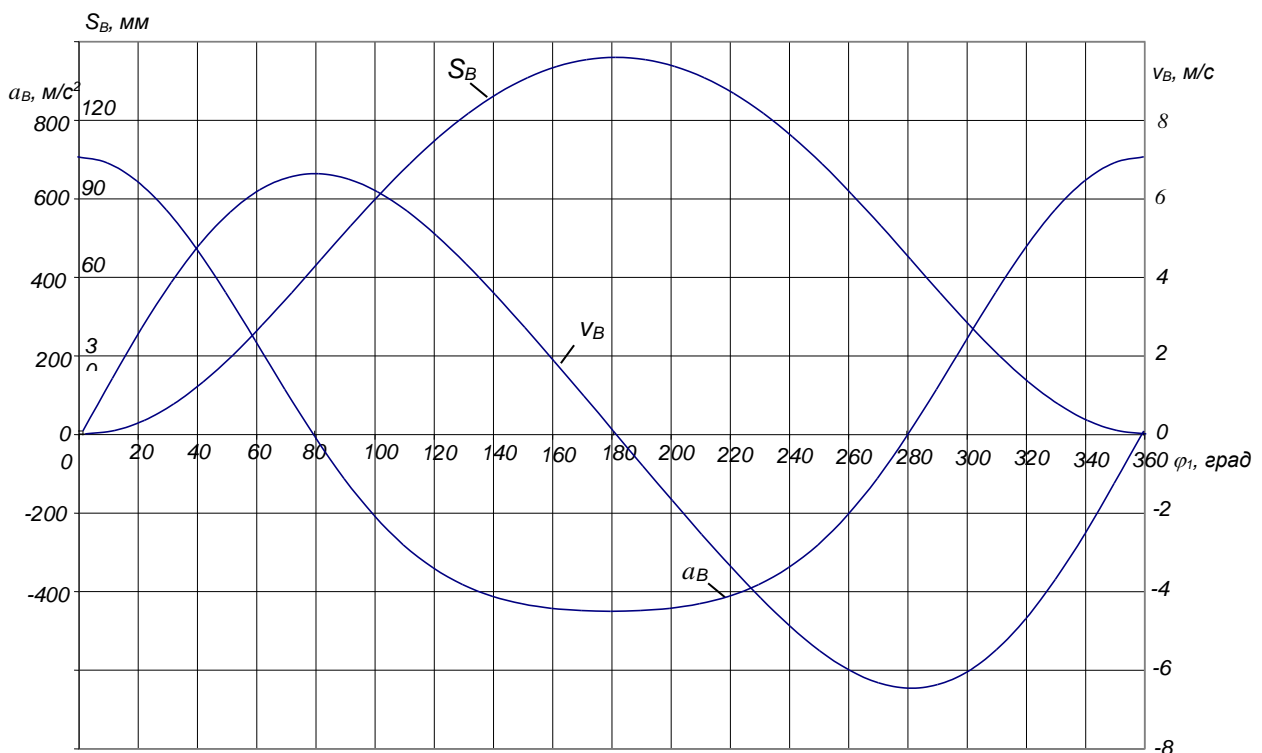


Рис. 24. Кінематичні характеристики поршня циліндра *I* локомотивного компресора

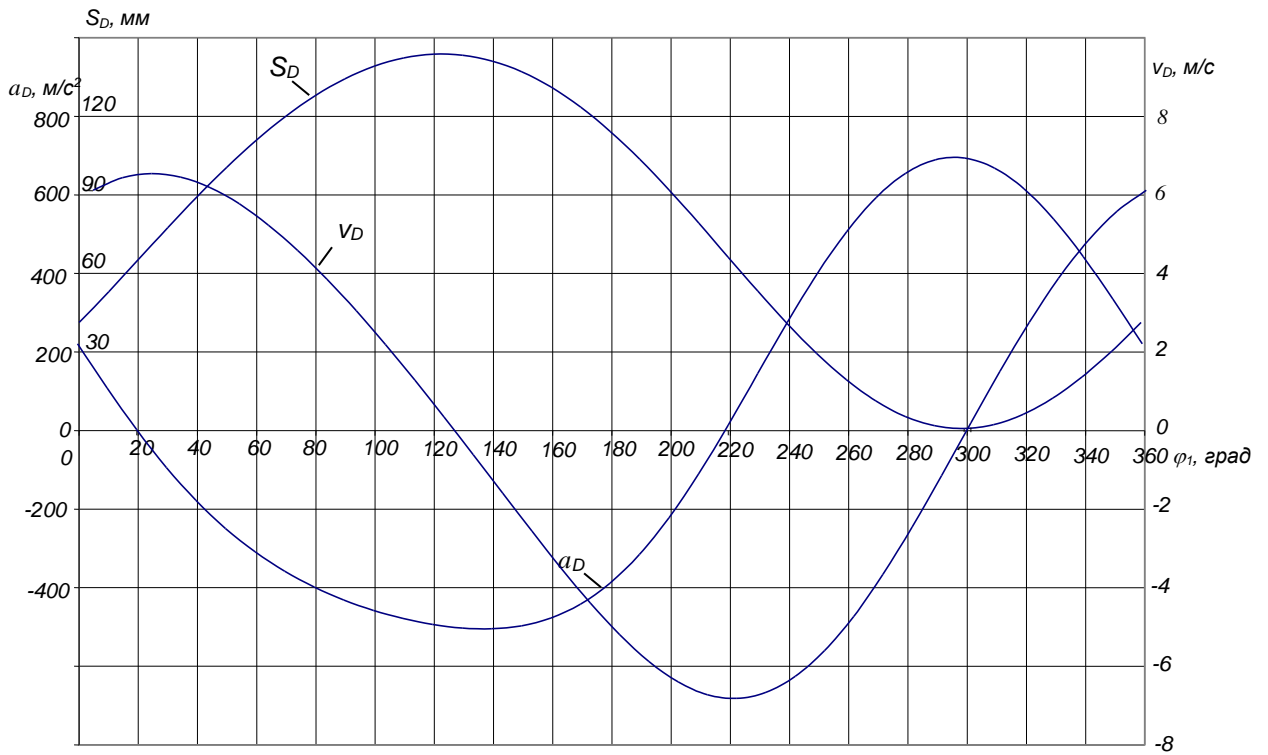


Рис. 25. Кінематичні характеристики поршня  
циліндра II локомотивного компресора

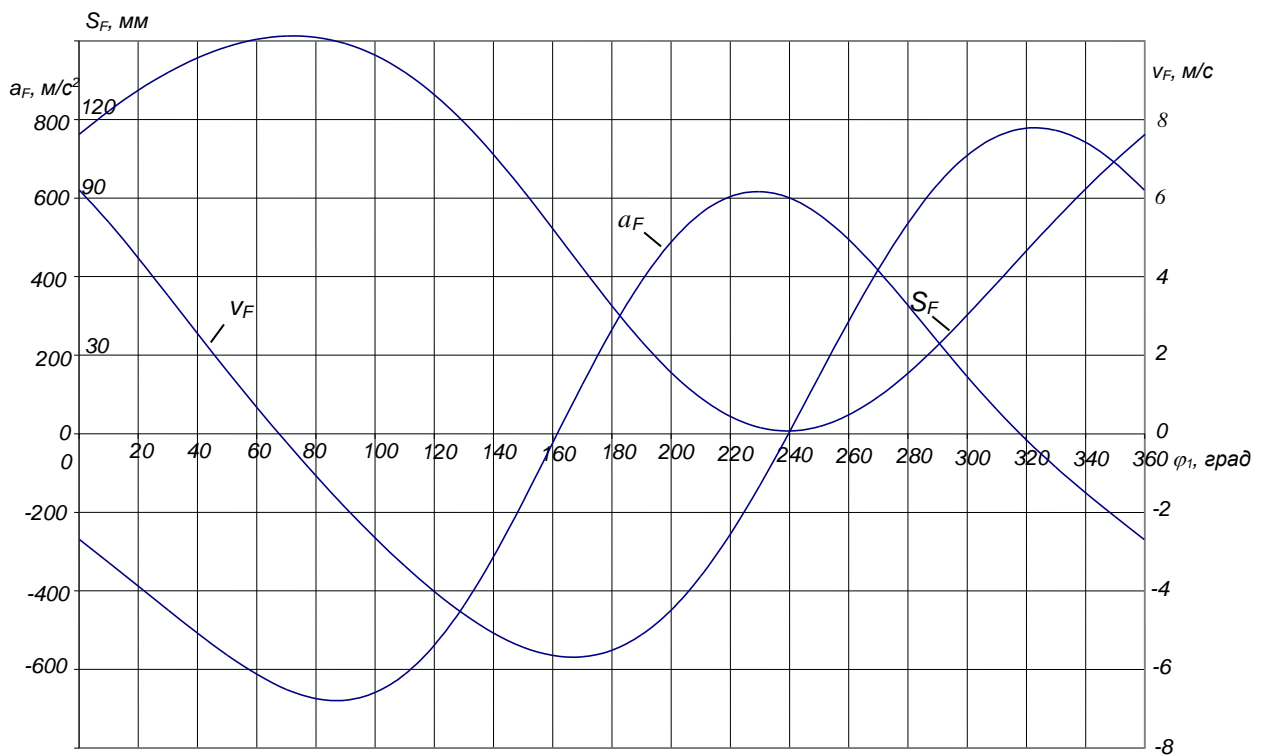


Рис. 26. Кінематичні характеристики поршня  
циліндра III локомотивного компресора

#### **4. Завдання, керівні та допоміжно-довідкові матеріали до виконання курсового проекту з дисципліни «Основи конструювання і САПР»**

Завдання до виконання курсового проекту підпорядковані темі “Одержання і використання узагальнених математичних моделей для функціонального і структурного проектування технічних засобів транспорту” і являють собою практичне розв’язання реальної оптимізаційної проектно-конструкторської задачі досить складного рівня.

За результатами виконання курсового проекту оформлюється **пояснювальна записка** (дод. 1, 2), яка доповнюється відповідною графічною частиною.

Структурно пояснювальна записка відповідає наведеному нижче змісту курсового проекту з дисципліни “ОК і САПР” і повинна містити такі розділи:

Вступ.

1 Одержання узагальненої математичної моделі з використанням методів математичного планування експерименту.

1.1 Початкові дані.

1.2 Отримання шуканої узагальненої математичної моделі.

1.3 Дослідження узагальненої математичної моделі.

2 Оптимізаційне проектування передавального рядового зубчатого механізму.

2.1 Початкові дані.

2.2 Формалізований опис задачі оптимізаційного проектування.

2.3 Розв’язання задачі оптимізаційного проектування передавального механізму з використанням узагальнених математичних моделей.

2.4 Розробка конструкції передавального механізму.

3 Оцінка ступеня автоматизації виконаної розробки.

Список літератури.

Таблиця 1

## Початкові дані до виконання розділу 1

Початкові дані	Варіант					
	<b>0</b>	<b>1</b>	<b>2</b>	<b>3</b>	<b>4</b>	
Інтервали варіювання змінної $q_1$	0-12	12-24	24-36	36-48	48-60	<b>А</b>
Інтервали варіювання змінної $q_2$	60-80	80-100	100-160	160-200	200-300	<b>Б</b>
Заданий множник $k$	1	1,25	1,5	1,75	2	<b>А</b>
Базові масиви значень показника $Y$ за режимами математичного плану	$Y_1=3,01 \cdot k$ $Y_2=1,708 \cdot k$ $Y_3=3,548 \cdot k$ $Y_4=1,904 \cdot k$ $Y_5=2,485 \cdot k$ $Y_6=2,17 \cdot k$ $Y_7=2,64 \cdot k$ $Y_8=3,332 \cdot k$ $Y_9=1,785 \cdot k$	$Y_1=62,67 \cdot k$ $Y_2=60 \cdot k$ $Y_3=86 \cdot k$ $Y_4=79,33 \cdot k$ $Y_5=64 \cdot k$ $Y_6=61 \cdot k$ $Y_7=83,33 \cdot k$ $Y_8=65,67 \cdot k$ $Y_9=62,33 \cdot k$	$Y_1=152,6 \cdot k$ $Y_2=141,4 \cdot k$ $Y_3=177,8 \cdot k$ $Y_4=154 \cdot k$ $Y_5=152,6 \cdot k$ $Y_6=144,2 \cdot k$ $Y_7=159,6 \cdot k$ $Y_8=166,6 \cdot k$ $Y_9=148,4 \cdot k$	$Y_1=3,91 \cdot k$ $Y_2=2,22 \cdot k$ $Y_3=4,612 \cdot k$ $Y_4=2,475 \cdot k$ $Y_5=3,231 \cdot k$ $Y_6=2,821 \cdot k$ $Y_7=3,432 \cdot k$ $Y_8=4,332 \cdot k$ $Y_9=2,321 \cdot k$	$Y_1=1,233 \cdot k$ $Y_2=1,249 \cdot k$ $Y_3=1,048 \cdot k$ $Y_4=1,064 \cdot k$ $Y_5=1,185 \cdot k$ $Y_6=1,239 \cdot k$ $Y_7=1,054 \cdot k$ $Y_8=1,178 \cdot k$ $Y_9=1,195 \cdot k$	<b>Б</b>
Початкові дані	Варіант					
	<b>5</b>	<b>6</b>	<b>7</b>	<b>8</b>	<b>9</b>	
Інтервали варіювання змінної $q_1$	60-80	80-100	100-160	160-200	200-300	<b>А</b>
Інтервали варіювання змінної $q_2$	60-80	80-100	100-160	160-200	200-300	<b>Б</b>
Заданий множник $k$	2,25	2,5	2,75	3	3,25	<b>А</b>
Базові масиви значень показника $Y$ за режимами математичного плану	$Y_1=45,15 \cdot k$ $Y_2=25,62 \cdot k$ $Y_3=53,22 \cdot k$ $Y_4=28,56 \cdot k$ $Y_5=37,28 \cdot k$ $Y_6=32,55 \cdot k$ $Y_7=39,6 \cdot k$ $Y_8=49,98 \cdot k$ $Y_9=26,78 \cdot k$	$Y_1=15,11 \cdot k$ $Y_2=9,936 \cdot k$ $Y_3=14,61 \cdot k$ $Y_4=10,42 \cdot k$ $Y_5=12,3 \cdot k$ $Y_6=12,19 \cdot k$ $Y_7=12,24 \cdot k$ $Y_8=14,88 \cdot k$ $Y_9=10,28 \cdot k$	$Y_1=1,726 \cdot k$ $Y_2=1,749 \cdot k$ $Y_3=1,467 \cdot k$ $Y_4=1,49 \cdot k$ $Y_5=1,659 \cdot k$ $Y_6=1,735 \cdot k$ $Y_7=1,476 \cdot k$ $Y_8=1,649 \cdot k$ $Y_9=1,673 \cdot k$	$Y_1=188 \cdot k$ $Y_2=180 \cdot k$ $Y_3=258 \cdot k$ $Y_4=238 \cdot k$ $Y_5=192 \cdot k$ $Y_6=183 \cdot k$ $Y_7=250 \cdot k$ $Y_8=197 \cdot k$ $Y_9=187 \cdot k$	$Y_1=76,3 \cdot k$ $Y_2=70,7 \cdot k$ $Y_3=88,9 \cdot k$ $Y_4=77 \cdot k$ $Y_5=76,3 \cdot k$ $Y_6=72,1 \cdot k$ $Y_7=79,8 \cdot k$ $Y_8=83,3 \cdot k$ $Y_9=74,2 \cdot k$	<b>Б</b>

## Початкові дані до виконання розділу 2

Початкові дані		Варіант					
		<b>0</b>	<b>1</b>	<b>2</b>	<b>3</b>	<b>4</b>	
Модуль зубців $m$ , мм		3	4	5	3	4	<b>A</b>
Допустимі напруження кручення $[\tau]$ , МПа		30	20	15	30	20	
Віднесений до модуля крутний момент $T_3/m$ , Нм/мм		25	35	45	55	65	<b>B</b>
Віднесений до модуля максимальний габарит $A_{max}/m$		90	95	100	110	115	
Віднесений до модуля максимальний габарит $B_{max}/m$		42	45	48	50	53	
Рекомендовані для дослідження значення коефіцієнта перекриття $\varepsilon$	$\varepsilon_1$	1,57	1,57	1,58	1,61	1,61	
	$\varepsilon_2$	1,58	1,59	1,60	1,63	1,63	
	$\varepsilon_3$	1,59	1,60	1,62	1,64	1,64	
	$\varepsilon_4$	1,60	1,61	1,63	1,65	1,65	
Початкові дані		Варіант					
		<b>5</b>	<b>6</b>	<b>7</b>	<b>8</b>	<b>9</b>	
Модуль зубців $m$ , мм		5	3	4	5	3	<b>A</b>
Допустимі напруження кручення $[\tau]$ , МПа		15	30	20	15	30	
Віднесений до модуля крутний момент $T_3/m$ , Нм/мм		75	88	95	105	135	<b>B</b>
Віднесений до модуля максимальний габарит $A_{max}/m$		120	130	135	140	145	
Віднесений до модуля максимальний габарит $B_{max}/m$		56	59	61	63	66	
Рекомендовані для дослідження значення коефіцієнта перекриття $\varepsilon$	$\varepsilon_1$	1,62	1,64	1,64	1,65	1,65	
	$\varepsilon_2$	1,64	1,66	1,66	1,67	1,67	
	$\varepsilon_3$	1,66	1,67	1,67	1,68	1,68	
	$\varepsilon_4$	1,68	1,68	1,68	1,69	1,69	

Для виконання курсового проекту *студенти денної форми* навчання отримують початкові дані за допомогою ЕОМ з кафедрального банку програм за виданим викладачем шифром розробки.

*Студенти заочної форми* навчання вибирають початкові дані з табл. 1 і 2 з використанням двох останніх цифр власного навчального шифру.

**Загальними початковими даними для всіх варіантів є:**

передаточне відношення  $U_{1-3}=2$ ;

інтервали варіювання чисел зубців вхідної шестірні  
 $Z_1=18...34$ ;

інтервали варіювання чисел зубців паразитної шестірні  
 $Z_2=20...52$ ;

узагальнені математичні моделі для показників, що контролюються при проведенні дослідження

$$A = (2 + 3 \cdot Z_1 + Z_2) \cdot m; \quad (58)$$

$$B = (15,30547 + 0,625 \cdot Z_1 + 0,22916 \cdot Z_2 + 0,04166 \cdot Z_1^2 + 0,01041 \cdot Z_2^2 - 0,03125 \cdot Z_1 \cdot Z_2) \cdot m; \quad (59)$$

$$\varepsilon = 1,25127 + 0,01088 \cdot Z_1 + 0,0081 \cdot Z_2 - 0,00012 \cdot Z_1^2 - 0,00007 \cdot Z_2^2 - 0,00001 \cdot Z_1 \cdot Z_2. \quad (60)$$

*Приклад формування початкових даних за навчальним шифром*

**2008 - ТЕ - 348.**

**4        8**  
**А        Б**

*Даними для виконання 1 розділу є:*

*інтервали варіювання змінної  $q_1 = 48 \dots 60$ ;*

*інтервали варіювання змінної  $q_2 = 160 \dots 200$ ;*

*заданий множник  $k = 2$ ;*

*базовий масив значень показника  $Y$  за режимами математичного плану:*

$$Y_1=188 \cdot k=188 \cdot 2=376; Y_2=180 \cdot k=180 \cdot 2=360; Y_3=258 \cdot k=258 \cdot 2=516; \\ Y_4=238 \cdot k=238 \cdot 2=476; Y_5=192 \cdot k=192 \cdot 2=384; Y_6=183 \cdot k=183 \cdot 2=366; \\ Y_7=250 \cdot k=250 \cdot 2=500; Y_8=197 \cdot k=197 \cdot 2=394; Y_9=187 \cdot k=187 \cdot 2=374.$$

*Даними для виконання 2 розділу є:*

*Модуль  $t = 4$  мм.*

*Допустимі напруження кручення  $[\tau] = 20$  МПа.*

*Віднесений до модуля крутний момент  $T_3/t = 105$  Нм/мм;  
крутний момент  $T_3 = 105 \cdot 4 = 420$  Нм.*

*Віднесений до модуля максимальний габарит  $A_{max}/t = 140$ ;  
максимальний габарит  $A_{max} = 140 \cdot 4 = 560$  мм.*

*Віднесений до модуля максимальний габарит  $B_{max}/t = 63$ ;  
максимальний габарит  $B_{max} = 63 \cdot 4 = 252$  мм.*

*Рекомендовані для виконання оптимізаційного дослідження значення коефіцієнта перекриття  $\varepsilon$ :*

$$\varepsilon_1 = 1,65; \varepsilon_2 = 1,67; \varepsilon_3 = 1,68; \varepsilon_4 = 1,69.$$

*Передаточне відношення  $U_{1-3} = 2$ ;*

*інтервали варіювання чисел зубців вхідної шестірні  $Z_1 = 18 \dots 34$ ;*

інтервали варіювання чисел зубців паразитної шестірні  
 $Z_2=20...52$ ;

узагальнені математичні моделі для показників, що контролюються при проведенні дослідження з урахуванням заданого модуля  $m$  і рівнянь (58) - (60)

$$A = (2 + 3 \cdot Z_1 + Z_2) \cdot m = (2 + 3 \cdot Z_1 + Z_2) \cdot 4 = \\ = 8 + 6 \cdot Z_1 + 4 \cdot Z_2.$$

$$B = (15,30547 + 0,625 \cdot Z_1 + 0,22916 \cdot Z_2 + 0,04166 \cdot Z_1^2 + \\ + 0,01041 \cdot Z_2^2 - 0,03125 \cdot Z_1 \cdot Z_2) \cdot m = \\ = (15,30547 + 0,625 \cdot Z_1 + 0,22916 \cdot Z_2 + 0,04166 \cdot Z_1^2 + \\ + 0,01041 \cdot Z_2^2 - 0,03125 \cdot Z_1 \cdot Z_2) \cdot 4 = \\ = 61,22188 + 2,5 \cdot Z_1 + 0,916664 \cdot Z_2 + 0,16664 \cdot Z_1^2 + \\ + 0,04164 \cdot Z_2^2 - 0,125 \cdot Z_1 \cdot Z_2.$$

$$\varepsilon = 1,25127 + 0,01088 \cdot Z_1 + 0,0081 \cdot Z_2 - 0,00012 \cdot Z_1^2 - \\ - 0,00007 \cdot Z_2^2 - 0,00001 \cdot Z_1 \cdot Z_2.$$



## 5. Допоміжні матеріали до використання методів математичного планування експерименту в курсовому проектуванні

При автоматизованому проектуванні і конструюванні ТЗ широко застосовуються узагальнені математичні моделі (УММ) виду  $Y = F(Q)$  (макромоделі, регресійні ММ), при отриманні яких ТЗ умовно зображуються у вигляді “чорної шухляди” (рис. 27). Шляхом реєстрації фазових змінних на вході (параметрів вектора  $Q$ ) і виході (показників вектора  $Y$ ) з наступної обробки результатів знаходяться УММ – залежності виду  $Y = F(Q)$ , в яких не розкривається механізм внутрішньосистемних процесів, що відбуваються у ТЗ.

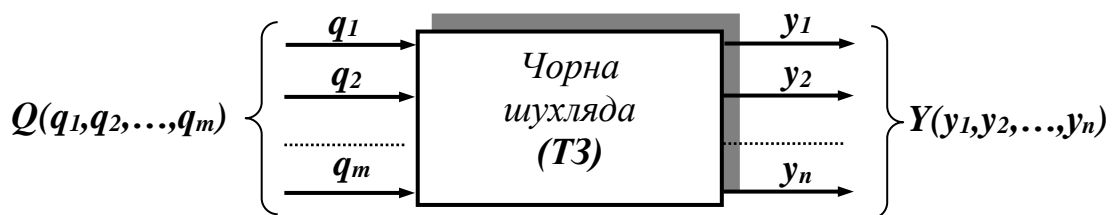


Рис. 27. До отримання УММ виду  $Y=F(Q)$

Доцільність використання таких УММ при розв’язанні проектно-конструкторських задач визначається малими витратами часу і коштів на їх отримання, простотою і точністю математичних описів розглянутих об’єктів, високою гнучкістю (добре спряжуються з ММ різних ієрархічних рівнів).

Одним з перспективних напрямків одержання УММ є використання сучасних методів математичного планування експерименту (МПЕ). Ці методи передбачають проведення експериментальних або розрахункових досліджень на основі відповідного математичного плану, який задає визначену

мінімальну кількість експериментів або розрахунків, необхідних для отримання простих і точних УММ.

При виконанні першого розділу курсового проекту отримання УММ виду  $Y = f(q_1, q_2)$  з використанням методів МПЕ і проведення її аналізу передбачає наведену нижче послідовність дій.

1. Формуються початкові дані для виконання розділу – інтервали варіювання змінних (факторів математичного плану)  $q_1$  і  $q_2$ , масив значень показника  $Y$  для відповідних режимів математичного плану.

2. Виконується перехід від дійсних значень змінних  $q_1$  і  $q_2$  до їх нормованих параметрів  $x_1$  і  $x_2$  за формулою

$$x_{1,2} = \frac{q_{1,2} - q_{n1,2}}{\Delta q_{1,2}}, \quad (61)$$

де  $q_{n1,2}$  – початкові (нульові) рівні змінних  $q_1$  і  $q_2$ .

$$q_{n1,2} = \frac{q_{max1,2} + q_{min1,2}}{2}, \quad (62)$$

де  $q_{max1,2}$ ,  $q_{min1,2}$  – відповідно максимальні та мінімальні значення змінних  $q_1$  і  $q_2$  (границі заданих інтервалів);  $\Delta q_{1,2}$  – крок варіювання змінних  $q_1$  і  $q_2$ .

$$\Delta q_{1,2} = \frac{q_{max1,2} - q_{min1,2}}{k}, \quad (63)$$

де  $k$  – число цілих ділянок, на які розбиті інтервали варіювання змінних  $q_1$  і  $q_2$ . Найчастіше  $k=2$ .

Перехід до нормованих  $x_{1,2}$  визначає простий зв'язок з їх дійсними значеннями  $q_{1,2}$ , що дозволяє скласти математичний план, маючи відповідну матрицю планування:

$$\begin{aligned}
 q_1 &\rightarrow q_{1 \min} & q_{1н} & q_{1 \max} \\
 q_2 &\rightarrow q_{2 \min} & q_{2н} & q_{2 \max} \\
 x_{1,2} &\rightarrow -1 & 0 & +1
 \end{aligned}$$

Таблиця 3

Ортогональний математичний план другого порядку для двох змінних, що варіюються на трьох рівнях

Номер дослідів	$x_1$	$x_2$
1	1	1
2	1	-1
3	-1	1
4	-1	-1
5	0	0
6	1	0
7	-1	0
8	0	1
9	0	-1

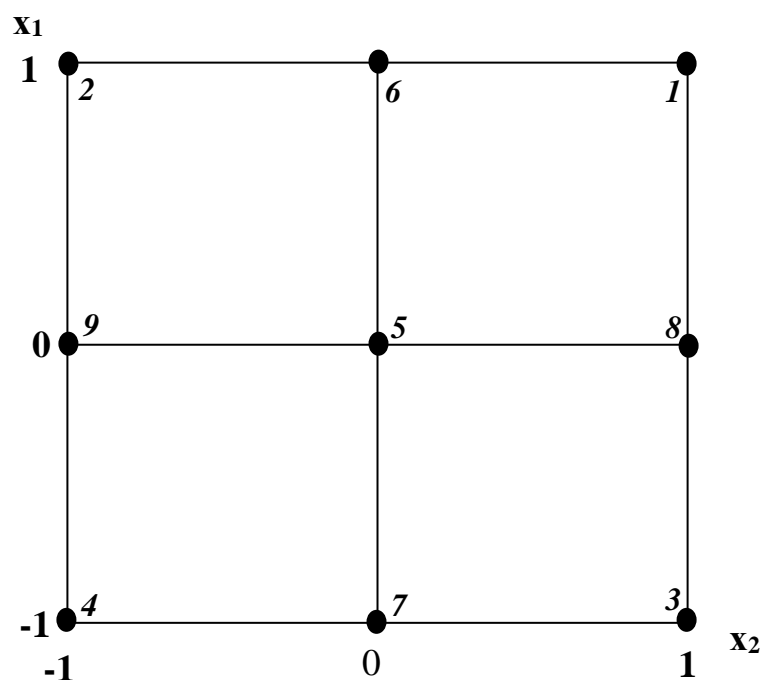


Рис.28. Графічна інтерпретація математичного плану

3. Із використанням матриці планування (табл. 3) складається ортогональний математичний план другого порядку для двох змінних, що варіюються на трьох рівнях.

На рис. 28 наведено графічну інтерпретацію, яка відображає розміщення режимів такого математичного плану в області, що обмежена інтервалами варіювання змінних  $x_1$  і  $x_2$ .

4. З використанням математичного плану отримується шукана УММ  $Y = f(x_1, x_2)$  у вигляді полінома другого ступеня

$$Y = a_0 + a_1x_1 + a_2x_2 + a_{11}x_1^2 + a_{22}x_2^2 + a_{12}x_1x_2, \quad (64)$$

де  $a_i$  – коефіцієнти УММ, чисельні значення яких визначаються за формулою

$$a_i = \frac{\sum_{j=1}^m Y_j \alpha_j}{\beta_i}, \quad (65)$$

де  $Y_j$  – величина показника  $Y$  для  $j$  – го режиму математичного плану;

$\alpha_j$  – вектор чисел відповідного коефіцієнта;  $\beta_i$  – множник при  $\alpha_j$ ;  $m$  – число режимів математичного плану (у випадку застосування математичного плану за табл. 3,  $m = 9$ ).

Чисельні значення  $\alpha_j$  і  $\beta_i$  для наведеного в табл. 3 математичного плану подані в табл.4.

5. Перевірка адекватності отриманої математичної моделі може бути виконана за величиною середньоквадратичного відхилення  $\sigma$  дослідних  $Y_j$  і  $Y_{jp}$ , отриманих за моделлю (64)

$$\sigma = \pm \sqrt{\frac{\sum_{j=1}^m (Y_j - Y_{jp})^2}{m - k}}, \quad (66)$$

де  $k$  – кількість коефіцієнтів  $a_i$  узагальненої математичної моделі (у випадку застосування математичного плану за табл.3,  $k = 6$ ).

6. Перехід від отриманої у нормованих параметрах УММ  $Y = f(x_1, x_2)$  до моделі у дійсних величинах  $Y = f(q_1, q_2)$  виконується шляхом підстановки у модель (64) знайдених за формулою (61) співвідношень для  $x_1$  і  $x_2$ .

Таблиця 4

Вектори для обчислення  $a_i$  УММ виду  $Y = f(x_1, x_2)$

Номер досліджу	$\beta_i$	9	6	6	6	6	4
	$\alpha_j$	$a_0$	$a_1$	$a_2$	$a_{11}$	$a_{22}$	$a_{12}$
1		-1	1	1	1	1	1
2		-1	1	-1	1	1	-1
3		-1	-1	1	1	1	-1
4		-1	-1	-1	1	1	1
5		5	0	0	-2	-2	0
6		2	1	0	1	-2	0
7		2	-1	0	1	-2	0
8		2	0	1	-2	1	0
9		2	0	-1	-2	1	0

7. Аналіз шуканої УММ виду  $Y = f(q_1, q_2)$  виконується за допомогою допоміжного графіка, на якому будуються 4-5 ізоліній фіксованих значень показника  $Y$ .

Нижче розглянуто приклад отримання УММ для опису процесів забезпечення ефективної роботи виробничої автоматизованої лінії для сортування деталей за вагою (рис. 29).

За технологічним процесом деталі вагою  $Q$ , що може змінюватися в межах 50-150 Н, попередньо зважуються і

надходять на транспортер 1, який переміщує їх до платформи 2. Платформа 2 для підведення деталей певної ваги до потрібних транспортерів 3, 4, ..., n встановлюється на необхідний кут  $\alpha$  (від  $10^\circ$  до  $50^\circ$ ). Керування рухом транспортера 1 і платформи 2 здійснюється на основі інформації про вагу чергової деталі за допомогою керуючого блока (КБ), який об'єднує ЕОМ і виконавчі механізми.

Переміщення вантажу по платформі 2 забезпечується за допомогою штока гідроциліндра. При цьому для забезпечення правильного завдання тиску в робочій камері гідроциліндра (самоналаштування) при експлуатації установки необхідно визначати і вводити в КБ поле значень сил гідроциліндра  $P_i$ , потрібних для рівномірного переміщення деталей вагою  $Q_i$  при підйомі платформи 2 на кут  $\alpha_i$ .

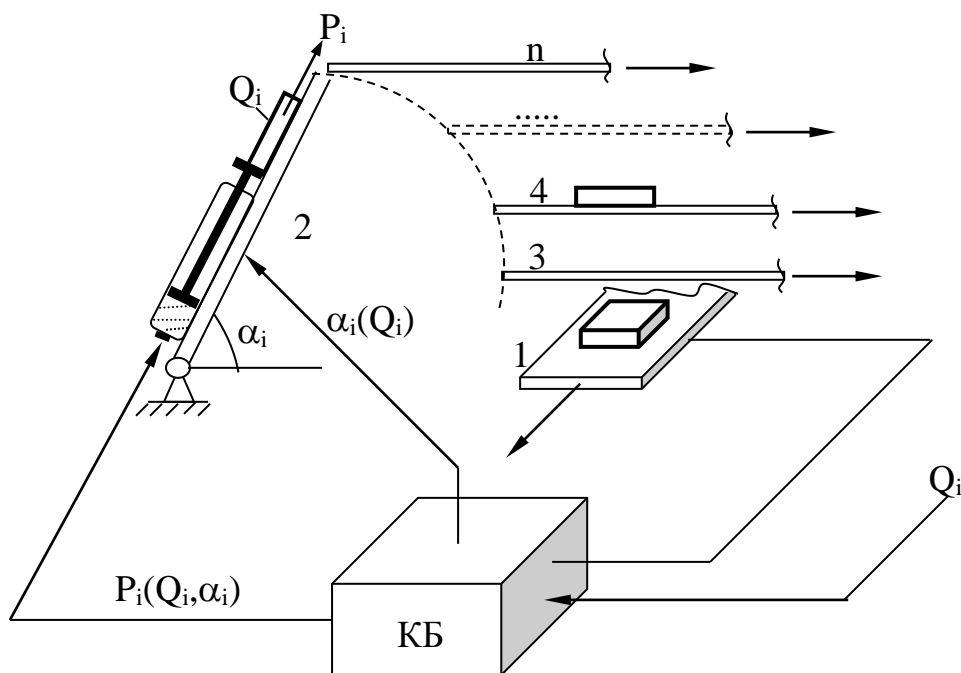


Рис. 29. Схема виробничої автоматизованої лінії

Видно, що для отримання потрібного масиву сил  $P_i$  для багатьох значень  $Q_i$  і  $\alpha_i$  без перебору параметрів доцільно

використовувати МПЕ. В цьому випадку задача зводиться до одержання УММ виду

$$P = f(Q, \alpha).$$

При відомих межах варіювання нормовані значення змінних визначаються за формулою (61)

$$x_Q = \frac{Q - 100}{50}; \quad x_\alpha = \frac{\alpha - 30}{20}. \quad (67)$$

Зв'язок між нормованими і дійсними змінними

$X_{Q,\alpha} \rightarrow$	$-1$	$0$	$+1$
$Q \rightarrow$	$50$	$100$	$150$
$\alpha \rightarrow$	$10$	$30$	$50$

Для отримання УММ  $Y = f(x_1, x_2)$  у вигляді полінома другого ступеня обрано математичний план другого порядку для двох змінних, що варіюються на трьох рівнях. Математичний план, який складено відповідно до матриці планування з урахуванням зв'язків між  $x_Q$ ,  $x_\alpha$  і  $Q$ ,  $\alpha$ , наведено нижче в табл.5. В цій же таблиці наведено визначені попередньо значення  $P_i$  для дев'яти заданих планом співвідношень розглянутих змінних.

За допомогою отриманого масиву показників  $P_i$  і табл. 4 за формулою (65) знайдені коефіцієнти шуканої УММ  $Y = f(x_1, x_2)$

$$P_p = 59,68 + 28,33 \cdot x_Q + 27,73 \cdot x_\alpha - 0,967 \cdot x_Q^2 - 3,167x_\alpha^2 + 13,95x_Q \cdot x_\alpha. \quad (68)$$

Перевірка адекватності отриманої УММ за формулою (66) ( $\sigma_p = \pm 1,31$ ) підтвердила можливість її використання при розв'язанні відповідної задачі.

Після підстановки у формулу (68) співвідношень (67) для  $x_Q$  і  $x_\alpha$  та відповідних алгебраїчних перетворень отримується УММ у дійсних значеннях змінних виду  $P_p = f(Q, \alpha)$

$$P_p = -7,73 + 0,23 \cdot Q + 0,467 \cdot \alpha - 0,0004 \cdot Q^2 - 0,008 \cdot \alpha^2 + 0,014 \cdot Q \cdot \alpha. \quad (69)$$

Отримана УММ (69) може бути уведена в керуючий блок і використовуватися для однозначного визначення і завдання  $P_i$  при будь-яких значеннях змінних  $Q_i$  і  $\alpha_i$ .

Таблиця 5

Математичний план дослідження

№№	Матриця планування		Математичний план		Експериментальні дані	Отримані з УММ
	$x_1$	$x_2$	$Q$	$\alpha$	$P$	$P_p$
1	1	1	150	50	125	125,7
2	1	-1	150	10	41,3	41,9
3	-1	1	50	50	41,6	41,0
4	-1	-1	50	10	13,7	13,2
5	0	0	100	30	59,1	59,7
6	1	0	150	30	88,5	87,8
7	-1	0	50	30	29,5	30,5
8	0	1	100	50	84,2	85,5
9	0	-1	100	10	29,4	31,0

З метою теоретичного дослідження отриманої УММ (69) будується допоміжний графік (рис.30), на якому наносяться ізолінії фіксованих значень сил гідроциліндра  $P_p = 30H$ ;  $P_p = 45H$ ;  $P_p = 60H$ ;  $P_p = 75H$ ;  $P_p = 90H$ ;  $P_p = 110H$ .



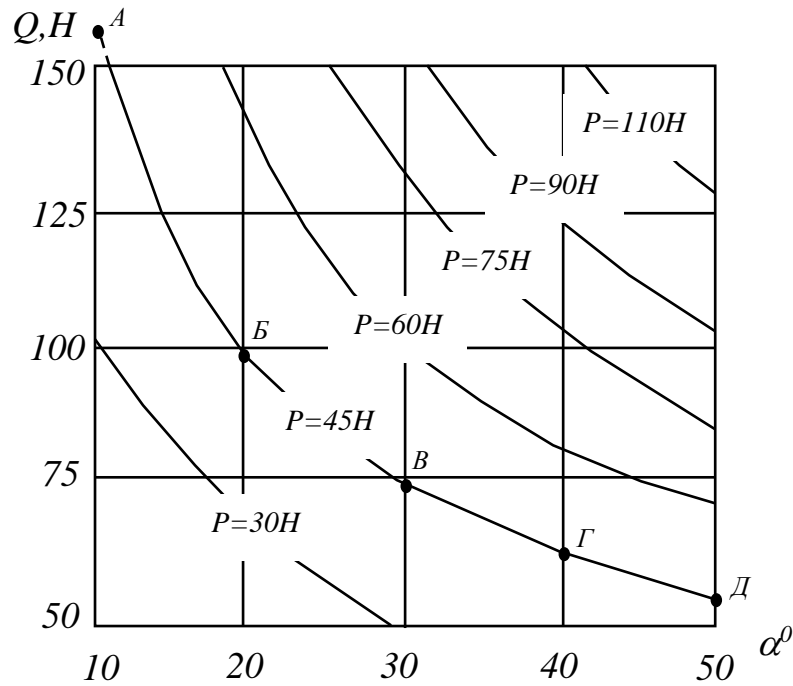


Рис. 30. Допоміжний графік для дослідження УММ

*Примітка.* В дослідженні для побудови на допоміжному графіку (рис. 30) кожної ізолінії в отриману УММ (69) підставлялися фіксовані значення показника  $P_p$ , виконувалось покрокове завдання величини змінної  $\alpha$  з урахуванням інтервалу її варіювання, формула (69) перетворювалась на квадратне рівняння вигляду

$$Q^2 + p \cdot Q + q = 0. \quad (70)$$

Для такого рівняння відшукувалися відповідні кожному значенню  $\alpha$  корені ( $Q$ )

$$Q_{1,2} = -p/2 \pm \sqrt{p^2/4 - q}. \quad (71)$$

Далі ізолінії фіксованих значень  $P_p$  будувались як криві, що проходять через точки, координати кожної з яких визначаються заданими значеннями змінної  $\alpha$  і відшуканими з квадратного

рівняння величинами змінної  $Q$  (які потрапляють у поле допоміжного графіка, обмеженого інтервалами варіювання змінних  $\alpha$  і  $Q$ ).

Наприклад, для побудови на допоміжному графіку ізолінії  $P_p = 45$  Н формула (69) перетворюється на подані нижче залежність (72) і квадратне рівняння (73)

$$45 = -7,73 + 0,23 \cdot Q + 0,467 \cdot \alpha - 0,0004 \cdot Q^2 - 0,008 \cdot \alpha^2 + 0,014 \cdot Q \cdot \alpha. \quad (72)$$

$$Q^2 + \left( \frac{0,23 + 0,014 \cdot \alpha}{-0,0004} \right) \cdot Q + \left( \frac{0,467 \cdot \alpha - 0,008 \cdot \alpha^2 - 45 - 7,73}{-0,0004} \right) = 0. \quad (73)$$

Нижче в табл. 6 наводяться результати розрахунків за рівнянням (73) координат точок (А,Б,В,Г,Д), через які проходить ізолінія  $P_p = 45$  Н.

Таблиця 6

До побудови ізоліній допоміжного графіка

$P_p = 45$ Н					
Точка	А	Б	В	Г	Д
Змінна $\alpha, \dots^\circ$ (задається покровоно)	10	20	30	40	50
Змінна $Q, Н$ (отримується з рівняння (73))	160	99	74	61	54

## 6. Оптимізаційне проектування зубчатих механізмів транспортних технічних засобів

В даному розділі курсового проекту виконується проектування поширеного в техніці рядового зубчатого механізму, кінематична схема якого подана на рис. 31. Механізм містить вхідну шестірню 1 (з числом зубців  $Z_1$ ), паразитне колесо 2 (з числом зубців  $Z_2$ ) і вихідне колесо 3 (з числом зубців  $Z_3$ ). Для кожного варіанта загальне передаточне відношення механізму дорівнює  $U_{1-3} = Z_3/Z_1 = 2$ .

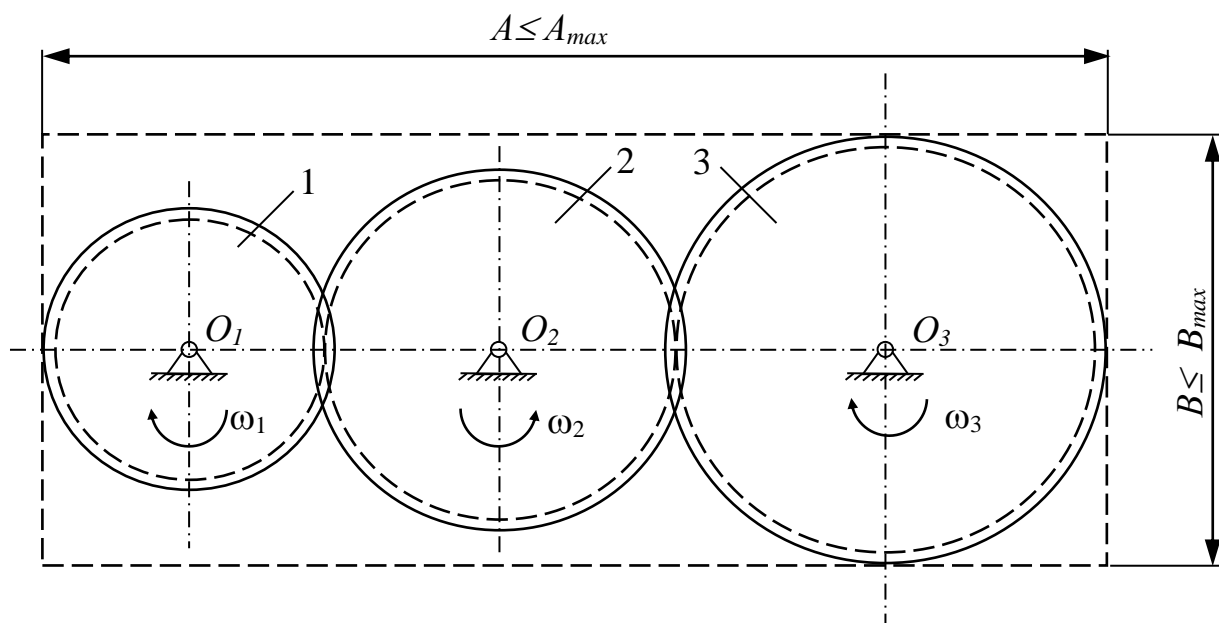


Рис. 31. Кінематична схема рядового зубчатого механізму

Виконання дослідження передбачає вибір з наданих інтервалів варіювання чисел зубців вхідної шестірні  $Z_1 = 18 \dots 34$  і паразитного колеса  $Z_2 = 20 \dots 52$  таких значень, при яких би габарити механізму не перевищували за розрахунковими вимірами  $A$  і  $B$  заданих граничних значень  $A_{max}$  і  $B_{max}$  і забезпечувалось найбільше значення коефіцієнта перекриття  $\varepsilon$  для першої ступіні механізму (зачеплення коліс 1 і 2).

Відповідно до цього етап проектування механізму розглядається як задача багатовимірної оптимізації, при розв'язанні якої коефіцієнт перекриття  $\varepsilon$  доцільно вибрати як основний критеріальний показник, граничні значення габаритів механізму  $A_{max}$  і  $B_{max}$  урахуються у вигляді функціональних обмежень, а задані інтервали варіювання чисел зубців (керованих змінних)  $Z_1$  і  $Z_2$  – у вигляді параметричних обмежень. Тоді математичний запис задачі, що розглядається, буде мати вигляд

$$\varepsilon(Z_1^*, Z_2^*) = \varepsilon_{max}, \quad (74)$$

$$Z_1^*, Z_2^* \in D_x \in D,$$

де  $Z_1^*, Z_2^*$  - оптимальні значення чисел зубців  $Z_1$  і  $Z_2$ ;  $\varepsilon(Z_1^*, Z_2^*)$  - максимально можливе значення коефіцієнта перекриття  $\varepsilon$  при заданих інтервалах варіювання змінних  $Z_1$  і  $Z_2$  з урахуванням функціональних обмежень за габаритами  $A \leq A_{max}$  і  $B \leq B_{max}$ .

При цьому область можливих рішень, що визначається інтервалами варіювання змінних  $Z_1$  і  $Z_2$ ,

$$D = \left\{ Z_1, Z_2 \mid 18 \leq Z_1 \leq 24; 20 \leq Z_2 \leq 52 \right\}. \quad (75)$$

Область допустимих рішень з урахуванням функціональних обмежень

$$D_x = \left\{ Z_1, Z_2 \mid A \leq A_{max}; B \leq B_{max}; 18 \leq Z_1 \leq 24; 20 \leq Z_2 \leq 52 \right\}. \quad (76)$$

Остаточо обґрунтований вибір оптимальних значень чисел зубців зубчатих коліс  $Z_1^*, Z_2^*$  ( $Z_3^* = Z_1^* \cdot U_{1-3}$ ) виконується за допоміжним графіком, на якому з використанням УММ (58) -

(60) будуються ізоляції функціональних обмежень  $A_{max}$ ,  $B_{max}$ , а також чотири ізоляції для рекомендованих початковими даними фіксованих значень коефіцієнта перекриття  $\varepsilon$ .

За отриманими значеннями  $Z_1^*$ ,  $Z_2^*$  і  $Z_3^*$  виконується розробка кінематичної схеми рядового зубчатого механізму, що проектується. Дана схема повинна викреслюватися на форматі  $A_2$  з використанням стандартного масштабу. Нижче подані розрахункові залежності для визначення основних геометричних параметрів механізму.

Діаметри окружностей вершин

$$d_{ai} = m \cdot (Z_i^* + 2). \quad (77)$$

Діаметри ділільних окружностей

$$d_i = m \cdot Z_i^*. \quad (78)$$

Міжцентрові відстані за ступенями

$$a_{1-2} = m \cdot (Z_1^* + Z_2^*) / 2, \quad (79)$$

$$a_{2-3} = m \cdot (Z_2^* + Z_3^*) / 2. \quad (80)$$

Розрахункові максимальні габарити механізму

$$A = d_{a1} / 2 + a_{1-2} + a_{2-3} + d_{a3} / 2, \quad (81)$$

$$B = m \cdot (Z_{max}^* + 2). \quad (82)$$

*Нижче розглянуто **приклад** виконання даного розділу курсового проекту при таких початкових даних:*

*Модуль  $m = 4$  мм.*

Допустимі напруження кручення  $[\tau]=20$  МПа.

Віднесений до модуля крутний момент  $T_3/m=60$  Нм/мм;

крутний момент  $T_3=60\cdot4=240$  Нм.

Віднесений до модуля максимальний габарит  $A_{max}/m=122$ ;

максимальний габарит  $A_{max}=122\cdot4=488$  мм.

Віднесений до модуля максимальний габарит  $B_{max}/m=55$ ;

максимальний габарит  $B_{max}=55\cdot4=220$  мм.

Рекомендовані для виконання оптимізаційного дослідження значення коефіцієнта перекриття  $\varepsilon$ :

$\varepsilon_1=1,59$ ;  $\varepsilon_2=1,61$ ;  $\varepsilon_3=1,63$ ;  $\varepsilon_4=1,65$ ,  $\varepsilon_5=1,67$ .

Передаточне відношення  $U_{1-3}=2$ ;

інтервали варіювання чисел зубців вхідної шестірні  $Z_1=18\dots34$ ;

інтервали варіювання чисел зубців паразитної шестірні  $Z_2=20\dots52$ ;

узагальнені математичні моделі для показників  $A$  і  $B$  з урахуванням заданого модуля  $m=4$  мм

$$A=(2+3\cdot z_1+z_2)\cdot4;$$

$$A=8+12\cdot z_1+4\cdot z_2. \quad (83)$$

$$B=(15,30547+0,625\cdot z_1+0,22916\cdot z_2+0,04166\cdot z_1^2+0,01041\cdot z_2^2-0,03125\cdot z_1\cdot z_2)\cdot4;$$

$$B=61,222+2,5\cdot z_1+0,917\cdot z_2+0,167\cdot z_1^2+0,0416\cdot z_2^2-0,125\cdot z_1\cdot z_2. \quad (84)$$

Узагальнена математична модель для коефіцієнта перекриття  $\varepsilon$

$$\begin{aligned} \varepsilon = & 1,25127 + 0,01088 \cdot z_1 + 0,0081 \cdot z_2 - 0,00012 \cdot z_1^2 - \\ & - 0,00007 \cdot z_2^2 - 0,00001 \cdot z_1 \cdot z_2. \end{aligned} \quad (85)$$

*Математичний запис задачі оптимізаційного проектування рядового зубчатого механізму має вигляд*

$$\begin{aligned} \varepsilon(Z_1^*, Z_2^*) &= \varepsilon_{\max}, \\ Z_1^*, Z_2^* &\in D_x \in D. \end{aligned}$$

*Область можливих рішень, що визначається інтервалами варіювання змінних  $Z_1$  і  $Z_2$*

$$D = \{Z_1, Z_2 \mid 18 \leq Z_1 \leq 24; 20 \leq Z_2 \leq 52\}.$$

*Область допустимих рішень з урахуванням заданих функціональних обмежень*

$$D_x = \{Z_1, Z_2 \mid A \leq 488; B \leq 220; 18 \leq Z_1 \leq 24; 20 \leq Z_2 \leq 52\}$$

*Обґрунтований вибір оптимальних значень чисел зубців зубчатих коліс  $Z_1^*, Z_2^*$  ( $Z_3^* = Z_1^* \cdot U_{1-3}$ ) виконується з аналізу допоміжного графіка, на якому з використанням УММ (83), (84) і (85) будуються ізолінії функціональних обмежень  $A_{\max} = 488$  мм,  $B_{\max} = 220$  мм, а також п'ять ізоліній для рекомендованих початковими даними фіксованих значень коефіцієнта перекриття  $\varepsilon_1 = 1,59$ ;  $\varepsilon_2 = 1,61$ ;  $\varepsilon_3 = 1,63$ ;  $\varepsilon_4 = 1,65$ ;  $\varepsilon_5 = 1,67$  (при побудові ізоліній слід використовувати рекомендації, наведені в розд. 5).*

*На рис. 32 показаний допоміжний графік, який побудовано для наведених початкових даних (для зручності побудови графіка на форматі А4 і його аналізу рекомендовані габарити поля ABCD 160x160мм).*

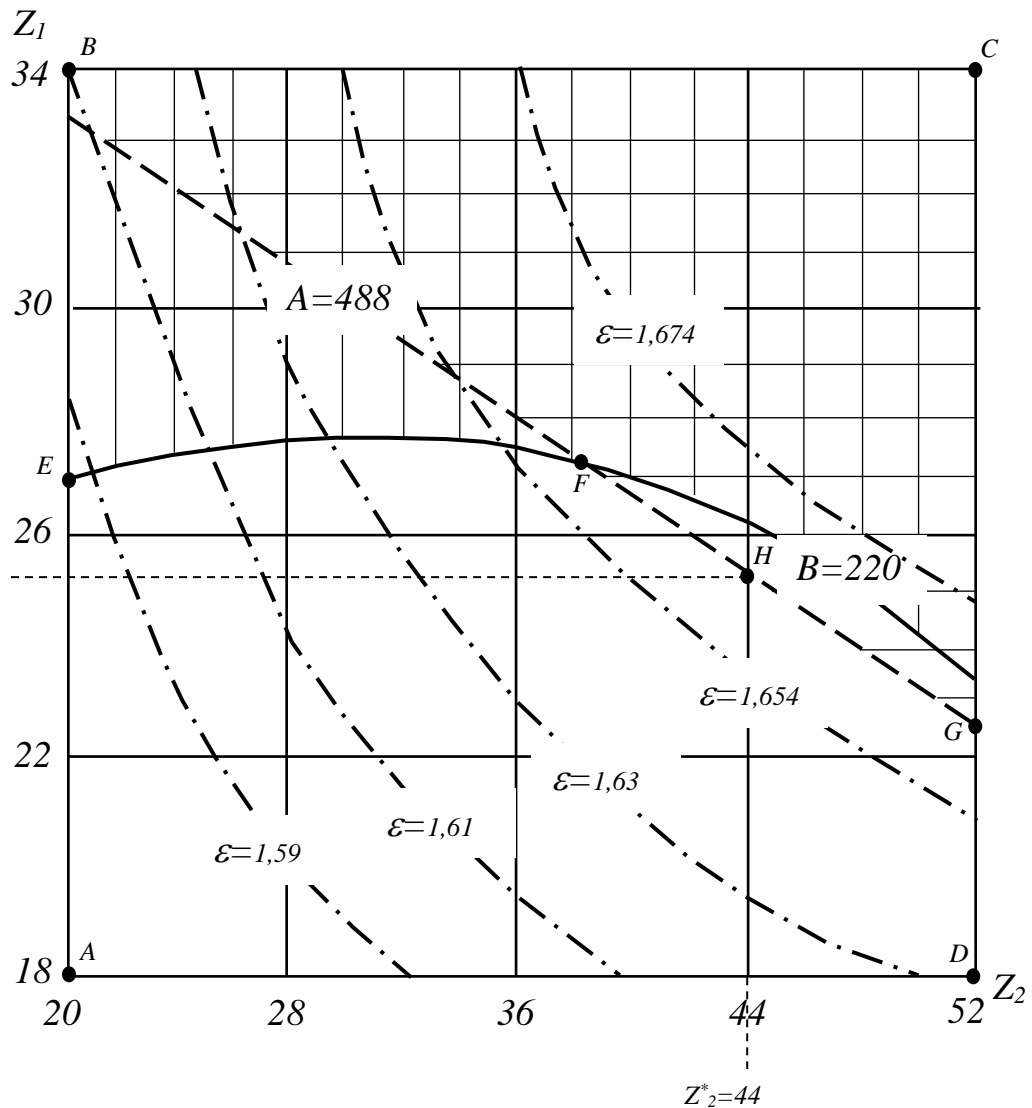


Рис. 32. Допоміжний графік до вибору оптимальних значень чисел зубців зубчатого механізму

На графіку область **можливих рішень**  $D$  ( $ABCD$ ) визначається інтервалами варіювання змінних  $Z_1=18...34$  і  $Z_2=20...52$ . Ізолінії граничних значень функціональних обмежень  $A_{max}=488$  мм і  $B_{max}=220$  мм, що будуються за допомогою УММ (83) і (84), виділяють в області  $D$  область **допустимих рішень**  $D_x$  (незаштрихована область графіка  $AEFGD$ ), в якій і буде проводитись пошук оптимальних значень чисел зубців. Ізолінії фіксованих значень критеріального показника  $\varepsilon_1=1,59$ ;  $\varepsilon_2=1,61$ ;  $\varepsilon_3=1,63$ ;  $\varepsilon_4=1,65$ ;  $\varepsilon_5=1,67$  побудовані за допомогою УММ (85).



Видно, що найбільше значення коефіцієнта перекриття  $\varepsilon = 1,66$  при виконанні обмежень за максимальними габаритами механізму  $A_{max} = 488$  мм і  $B_{max} = 220$  мм досягається при числах зубців  $Z_1^* = 25$  і  $Z_2^* = 44$  (точка Н). Число зубців колеса 3  $Z_3^* = Z_1^* \cdot U_{1-3} = 25 \cdot 2 = 50$ .

Нижче наведені результати розрахунків геометричних параметрів механізму, що використовуються при розробці кінематичної схеми (дод. 3).

*Діаметри окружностей вершин*

$$d_{a1} = m \cdot (Z_1^* + 2) = 4 \cdot (25 + 2) = 108 \text{ мм.}$$

$$d_{a2} = m \cdot (Z_2^* + 2) = 4 \cdot (44 + 2) = 184 \text{ мм.}$$

$$d_{a3} = m \cdot (Z_3^* + 2) = 4 \cdot (50 + 2) = 208 \text{ мм.}$$

*Діаметри ділільних окружностей*

$$d_1 = m \cdot Z_1^* = 4 \cdot 25 = 100 \text{ мм.}$$

$$d_2 = m \cdot Z_2^* = 4 \cdot 44 = 156 \text{ мм.}$$

$$d_3 = m \cdot Z_3^* = 4 \cdot 50 = 200 \text{ мм.}$$

*Міжцентрові відстані за ступенями*

$$a_{1-2} = m \cdot (Z_1^* + Z_2^*) / 2 = 4 \cdot (25 + 44) / 2 = 138 \text{ мм,}$$

$$a_{2-3} = m \cdot (Z_2^* + Z_3^*) / 2 = 4 \cdot (44 + 50) / 2 = 188 \text{ мм.}$$

*Розрахункові максимальні габарити механізму*

$$\begin{aligned} A &= d_{a1} / 2 + a_{1-2} + a_{2-3} + d_{a3} / 2 = \\ &= 104 / 2 + 138 + 188 + 208 / 2 = 484 \text{ мм,} \end{aligned}$$

$$B = m \cdot (Z_{max}^* + 2) = 4 \cdot (50 + 2) = 208 \text{ мм.}$$

Подальші дослідження в курсовому проектуванні передбачають виконання таких робіт:

- розробка конструкції вала вихідного зубчатого колеса (робоче креслення вала виконується на форматі  $A3$ );
- розробка конструкції вихідного зубчатого колеса 3 (робоче креслення зубчатого колеса виконується на форматі  $A3$ );
- розрахунок посадки з натягом з'єднання колеса 3 з валом;
- розробка складального креслення рядового зубчатого механізму в корпусі (виконується на форматі  $A1$ ).

Початковими даними для виконання конструкторської розробки є модуль зубців  $m$ , визначене в попередньому розділі число зубців  $Z_1^*, Z_2^*, Z_3^*$ , крутний момент  $T_3$  на валу вихідного зубчатого колеса, допустимі напруження кручення  $[\tau]$  матеріалу вала. При виборі матеріалів вала та зубчатого колеса слід керуватися рекомендаціями дод. 4.

За умовами до конструювання відповідні ділянки вала (рис. 33) з'єднуються з елементом механічної передачі (або півмуфтою) 1, підшипниками кочення 2, вихідним зубчатим колесом 3, кришкою підшипника 4, гумовим армованим ущільненням 5, дистанційним кільцем 6. Проектувальний розрахунок вала (табл. 7) виконується за умов міцності при крученні і має на меті визначення діаметра  $d_i$  і довжини  $l_i$  кожної з позначених ділянок.

Ділянки 1 і 3 вала виконуються із шпонковими пазами, параметри яких призначаються за дод. 5. Конструювання зубчатого колеса і розрахунок відповідних геометричних параметрів слід виконувати за рекомендаціями, наведеними в дод. 6.

При проведенні **розрахунку посадки з натягом** для з'єднання зубчатого колеса з валом слід забезпечити виконання таких вимог:

1) найменший натяг вибраної стандартної посадки ( $N_{min.cm.}$ ) повинен забезпечити відсутність зсуву деталей при передачі навантаження (нерухомість з'єднання);

2) для найбільшого натягу вибраної стандартної посадки ( $N_{max.cm.}$ ) деталі, що з'єднуються, не повинні руйнуватися.

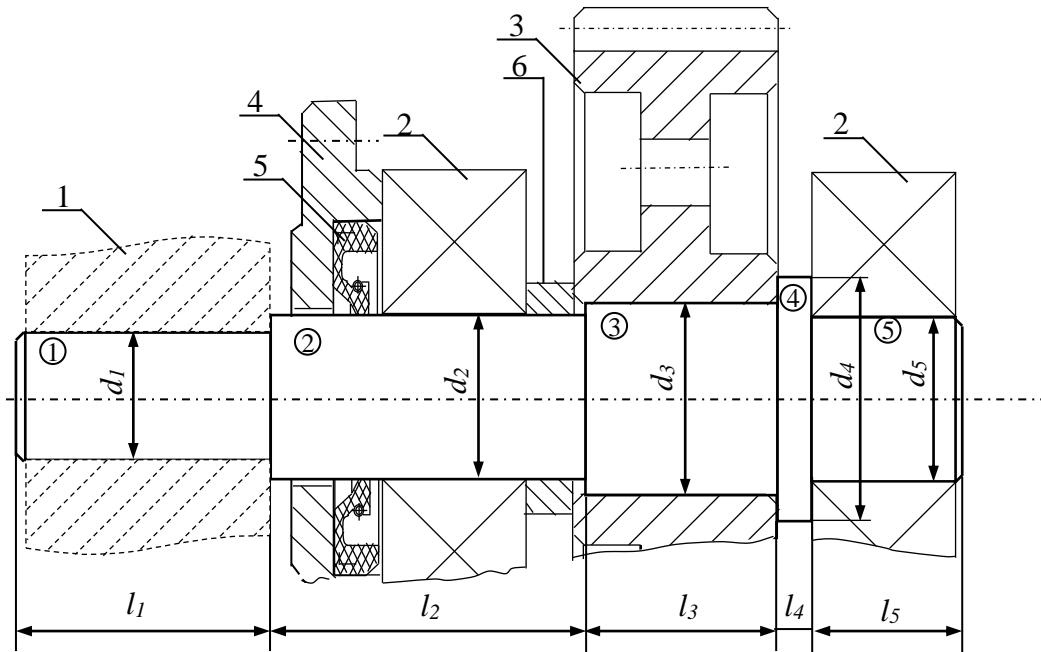


Рис. 33. Конструкція вихідного вала механізму

Розмір найменшого розрахункового натягу для забезпечення **першої вимоги** визначається за формулою, мм,

$$N_{min} = pd \left( \frac{C_D}{E_D} + \frac{C_d}{E_d} \right) + 1,2( R_{ZD} + R_{Zd} ), \quad (86)$$

де  $p$  - питомий експлуатаційний тиск по поверхні контакту, МПа;  
 $d$  - номінальний розмір з'єднання (діаметр ділянки 3 вала), мм;  
 $E_D, E_d$  - модулі пружності матеріалів зубчатого колеса (отвору) і вала, для сталевих деталей  $E = 2,1 \cdot 10^5$  МПа;  $R_{ZD}, R_{Zd}$  - шорсткість поверхонь отвору зубчатого колеса і вала (прийняти з використанням дод. 11 і 12), мм;  $C_D, C_d$  - безрозмірні коефіцієнти для отвору та вала

$$C_D = \frac{1 + (d/d_2)^2}{1 - (d/d_2)^2} + \mu \quad ; \quad C_d = 0,7, \quad (87)$$

де  $d_2$  - зовнішній діаметр маточини зубчатого колеса (приймається з розрахунків параметрів зубчатого колеса),  $\mu$  - коефіцієнт Пуассона, для сталі  $\mu = 0,3$ .

## Порядок проектувального розрахунку вала

Ділянка	Параметр, мм	Рекомендації до визначення геометричних параметрів ділянок вала
1	2	3
1-ша - під елемент передачі (півмуфту)	$d_1$	$d_1 = 17,1 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{кр}}{[\tau]}}, \text{ мм}$ <p><math>M_{кр}</math> – крутний момент (внутрішній силовий фактор), Нм. <math>M_{кр} = T_3</math>.  <math>[\tau]</math> урахувати у мегапаскалях.</p> <p>Величину <math>d_1</math> округлити до більшого значення з ряду <i>Ra40</i>: 12, 13, 14, 15, 16, 17, 18, 19, 20, 21, 22, 24, 25, 26, 28, 30, 32, 34, 36, 38, 40, 42, 45, 48, 50, 56, 60, 63, 67, 71, 75, 80, 85, 90, 95, 100, 105, 110, 120</p>
	$l_1$	$l_1 = (1,3 \dots 1,5) d_1$
2-га - під ущільнення кришки з отвором і підшипник	$d_2$	$d_2 = d_1 + (4 \dots 6) \text{ мм}$ <p>Остаточно <math>d_2</math> прийняти з дод. 7 (діаметр внутрішнього кільця вибраного підшипника)</p>
	$l_2$	$l_2 = H_1 + B + c + 10 \text{ мм}$ <p>Типорозмір кришки (параметр <math>H_1</math>) вибрати з дод. 8, орієнтуючись на діаметр зовнішнього кільця підшипника <math>D</math> з дод. 7. Розмір <math>B</math> для підшипника – дод. 7. Ширина дистанційного кільця <math>c = 10 \dots 12</math> мм</p>

Продовження табл. 7

1	2	3
3-тя - під зубчате колесо	$d_3$	$d_3 = d_2 + (4...6) \text{ мм}$
	$l_3$	$l_3 = b - 2...3 \text{ мм}$ Ширину зубчатого колеса прийняти за рекомендаціями дод. 6.
4-та - вільна ділянка (бурт)	$d_4$	$d_4 = d_3 + 2t$ ( $t$ – вибирається за значенням $d_3$ ) $d_4$ , мм 25...30 31...50 51...60 61...85 $t$ , мм 2 2,5 3 3,5
	$l_4$	$l_4 = 10...15 \text{ мм}$
5-та - під підшипник	$d_5$	$d_5 = d_2$
	$l_5$	$l_5 = B + f$ ( $f$ – фаска вибирається за значенням $d_5$ ) $d_5$ , мм 25...40 41...60 61...85 $f$ , мм 1 2 3

Величина питомого експлуатаційного тиску для заданого крутного моменту  $T_3$ , МПа,

$$p = \frac{2kT_3}{\pi d^2 l f 10^6}, \quad (88)$$

де  $k = 1,5...2$  - коефіцієнт запасу міцності з'єднання з урахуванням можливих перевантажень і впливу вібрацій;  $d$  - номінальний розмір з'єднання, м;  $l$  - довжина з'єднання (довжина ділянки 3 вала), м;  $f$  - коефіцієнт тертя, для деталей із сталі при термічному складанні приймається  $f = 0,11...0,14$ .

Стандартна посадка в системі отвору вибирається з дод. 13 за умовою

$$N_{min.cm} \geq N_{min}, \quad (89)$$

де  $N_{min.cm}$  - мінімальний натяг стандартної посадки з дод. 13.

Для виконання **другої вимоги** (міцності деталей при з'єднанні з максимальним стандартним натягом  $N_{cm.max}$ ) і для маточини зубчатого колеса, і для вала контролюється умова

$$N_{max.cm} \leq N_{max}. \quad (90)$$

Максимальний розрахунковий допустимий натяг для маточини колеса і вала  $N_{max}$  визначається за формулою

$$N_{max D,d} = P_{\text{дон}D,d} \cdot d \cdot \left( \frac{C_D}{E_D} + \frac{C_d}{E_d} \right), \quad (91)$$

де  $P_{\text{дон}}$  - допустимий питомий контактний тиск, МПа.

Для маточини колеса

$$P_{\text{дон}D} = 0,58\sigma_T \left( 1 - \frac{d^2}{d_2^2} \right). \quad (92)$$

Для вала

$$P_{\text{дон}d} = 0,58\sigma_T, \quad (93)$$

де  $\sigma_T$  - границя текучості матеріалу деталей, МПа.

Для побудови схеми розташування полів допусків отвору і вала при утворенні вибраної посадки з натягом (рис. 34) ураховуються основні розміри та відхилення:

$D, d$  – номінальний розмір з'єднання.

$T_D, T_d$  – допуски розмірів отвору та вала, визначаються за формулою

$$T_{D,d} = a \cdot i, \quad (94)$$

де  $i$  – одиниця допуску, визначається номінальним розміром (табл.8);  $a$  – число одиниць допуску, визначається вибраним з позначення посадки квалітетом точності (табл. 9).

$ES, EI$  – верхнє і нижнє граничні відхилення розміру отвору (для вибраної посадки в системі отвору  $EI=0$ )

$$ES = EI + T_D. \quad (95)$$

$es, ei$  – верхнє і нижнє граничні відхилення розміру вала

$$ei = ES + N_{cm.min}, \quad (96)$$

$$es = ei + T_d. \quad (97)$$

Таблиця 8

До визначення одиниць допуску розмірів

Інтервали розмірів, мм	19...30	31...50	51...80	81...120
Одиниця допуску $i$ , мкм	1,31	1,56	1,88	2,17

Таблиця 9

До визначення числа одиниць допуску розмірів

Вибраний квалітет точності	5	6	7	8	9
Число одиниць допуску $a$	7	10	16	25	40

$D_{max}$ ,  $D_{min}$  – максимальний та мінімальний граничні розміри отвору

$$D_{max} = D + ES, \quad (98)$$

$$D_{min} = D + EI = D. \quad (99)$$

$d_{max}$ ,  $d_{min}$  – максимальний та мінімальний граничні розміри вала

$$d_{max} = d + es, \quad (100)$$

$$d_{min} = d + ei. \quad (101)$$

Приклади робочих креслень на форматах  $A3$  вала і зубчатого колеса наведені в дод. 11 і 12. При розробці складального креслення рядового зубчатого механізму в корпусі на форматі  $A1$  (дод. 14) слід користуватися матеріалами, що наведені в дод. 15.



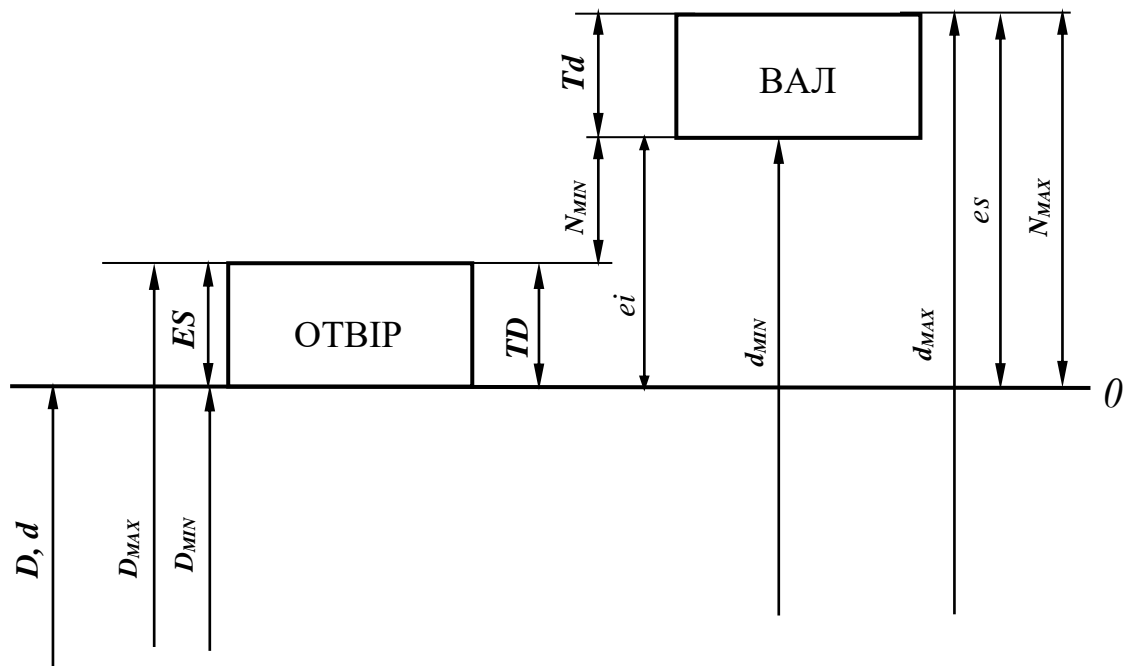


Рис. 34. Схема полів допусків посадки з натягом

При розгляді **прикладу** конструювання рядового зубчатого механізму використовуються початкові дані і результати з попереднього розділу:

Модуль зубців  $t=4$  мм.

Число зубців зубчатого колеса  $3 Z_1^* = 25; Z_2^* = 44; Z_3^* = 50$ .

Крутний момент на валу вихідного зубчатого колеса  $T_3=240$  Нм.

Допустимі напруження кручення матеріалу вала  $[\tau]=20$  МПа.

Матеріал колеса – легована сталь 40Х ( $\sigma_T = 640$  МПа).

Матеріал вала (дод. 4) – середньовуглецева сталь 40 ( $\sigma_T = 400$  МПа).

Відповідно до прийнятої конструкції в проектувальному розрахунку вихідного вала, який навантажений крутним моментом, визначаються параметри ділянок.

Діаметр ділянки I (під елемент передачі або півмуфту)

$$d_1 = 17,1 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{кр}}{[\tau]}} = 17,1 \cdot \sqrt[3]{\frac{240}{20}} = 39,15 \text{ мм.}$$

Приймається  $d_1=40$  мм.

Довжина ділянки 1

$$l_1 = (1,3 \dots 1,5) d_1 = 1,5 \cdot 40 = 60 \text{ мм.}$$

Діаметр ділянки 2 (під ущільнення і підшипник)

$$d_2 = d_1 + (4 \dots 6) \text{ мм} = 40 + 5 = 45 \text{ мм.}$$

Відповідно до визначеного діаметра  $d_2$  з дод. 7 назначається підшипник 309 (ГОСТ 8338-75), для якого діаметр внутрішнього кільця  $d=45$  мм, діаметр зовнішнього кільця  $D=100$  мм, ширина  $B=25$  мм. За діаметром вала  $d_2=45$  мм з дод. 10 вибирається гумове армоване ущільнення (ГОСТ 8752-79) з розмірами  $D_y = 65$  мм і  $h_y = 10$  мм. Відповідно до діаметра зовнішнього кільця підшипника  $D=100$  мм з дод. 8 признається кришка торцева з отвором для манжетного ущільнення (ГОСТ 18512-73), для якої розмір  $H_1=23$  мм. Ширина дистанційного кільця  $c=12$  мм.

Довжина ділянки 2

$$l_2 = H_1 + B + c + 10 \text{ мм} = 23 + 25 + 12 + 10 = 70 \text{ мм.}$$

Діаметр ділянки 3 (під зубчате колесо)

$$d_3 = d_2 + (4 \dots 6) \text{ мм} = 45 + 5 = 50 \text{ мм.}$$

Відповідно до рекомендацій дод. 6 ширина зубчатого вінця

$$b = 0,25 \cdot m z_3^* = 0,25 \cdot 4 \cdot 50 = 50 \text{ мм.}$$

Довжина ділянки 3

$$l_3 = b - 2 \cdot 3 \text{ мм} = 50 - 2 \cdot 3 = 44 \text{ мм.}$$

Діаметр ділянки 4 (вільна ділянка – бурт)

$$d_4 = d_3 + 2t = 50 + 2 \cdot 3 = 56 \text{ мм.}$$

Довжина ділянки 4 приймається  $l_4 = 12 \text{ мм.}$

Діаметр ділянки 5 (ділянка під підшипник)

$$d_5 = d_2 = 45 \text{ мм.}$$

Довжина ділянки 5

$$l_5 = B + f = 23 + 2 = 25 \text{ мм.}$$

Загальна довжина вала

$$l = l_1 + l_2 + l_3 + l_4 + l_5 = 60 + 70 + 44 + 12 + 25 = 211 \text{ мм.}$$

Розміри елементів зубчатого колеса розраховуються з використанням рекомендацій дод. 6 за поданими нижче формулами.

Ширина зубчатого вінця

$$b = 0,25 \cdot m Z_3^* = 0,25 \cdot 4 \cdot 50 = 50 \text{ мм.}$$

Діаметр вершин

$$d_a = m(Z_3^* + 2) = 4 \cdot (50 + 2) = 208 \text{ мм.}$$

Діаметр западин

$$d_f = m(Z_3^* - 2,5) = 4 \cdot (50 - 2,5) = 190 \text{ мм.}$$

Товщина маточини

$$\delta_m = (0,25 \dots 0,35) d_g = 0,3 \cdot 50 = 15 \text{ мм.}$$

Діаметр маточини

$$d_m = d_g + 2 \cdot \delta_m = 50 + 2 \cdot 15 = 80 \text{ мм.}$$

*Товщина обода*

$$\delta_o = (0,25 \dots 0,35) b = 0,3 \cdot 50 = 15 \text{ мм.}$$

*Ширина диска*

$$c = (0,2 \dots 0,3) b = 0,3 \cdot 50 = 15 \text{ мм.}$$

*Діаметр отворів прийнято  $d_{отв} = 20 \text{ мм.}$*

*Розмір фаски*

$$n = 0,5t = 0,5 \cdot 4 = 2 \text{ мм.}$$

*При виконанні розрахунку посадки з натягом вала і зубчатого колеса урахуються діаметр з'єднання  $d=50 \text{ мм}$ , довжина  $l=48 \text{ мм}$ , діаметр маточини  $d_2=80 \text{ мм}$ , крутний момент  $T_3=240 \text{ Нм}$ , шорсткості поверхонь отвору  $R_{ZD} = 6,3 \text{ мкм} = 0,0063 \text{ мм}$ , вала  $R_{Zd} = 6,3 \text{ мкм} = 0,0063 \text{ мм}$ , коефіцієнт тертя  $f=0,12$ .*

*Величина питомого експлуатаційного тиску для заданого крутного моменту  $T_3$  при коефіцієнті запасу  $k=2$*

$$p = \frac{2 \cdot 2 \cdot 240}{\pi \cdot 0,5^2 \cdot 0,048 \cdot 0,12 \cdot 10^6} = 21,22 \text{ МПа.}$$

$$C_d = 0,7$$

$$C_D = \frac{1 + (50/80)^2}{1 - (50/80)^2} + 0,3 = 2,58.$$

*Розмір мінімального розрахункового натягу для забезпечення першої вимоги до посадки*

$$N_{min} = 21,22 \cdot 50 \left( \frac{2,58 + 0,7}{2,1 \cdot 10^5} \right) + 1,2(0,0063 + 0,0063) = 0,032 \text{ мм.}$$

За отриманим значенням  $N_{min} = 0,032$  мм для діаметра з'єднання  $d=50$  мм з дод. 13 назначається посадка H7/u7, яка на складальному кресленні позначається

$$\text{Ø}50\text{H}7 / \text{u}7.$$

Для даної посадки мінімальний та максимальний стандартні натяги складають  $N_{ст.мин} = 0,045$  мм,  $N_{ст.маx} = 0,095$  мм.

Для контролю виконання другої вимоги до посадки визначається допустимий питомий контактний тиск:

- для маточини колеса

$$P_{донD} = 0,58 \cdot 640 \cdot \left(1 - \frac{50^2}{80^2}\right) = 226,4 \text{ МПа};$$

- для вала

$$P_{донd} = 0,58 \cdot 400 = 232 \text{ МПа}.$$

Максимальний розрахунковий допустимий натяг

- для маточини колеса

$$N_{маxD} = 226,4 \cdot 50 \cdot \left(\frac{2,58 + 0,7}{2,1 \cdot 10^5}\right) = 0,177 \text{ м}, > N_{ст.маx} = 0,095 \text{ м}, 0$$

- для вала

$$N_{маxd} = 232 \cdot 50 \cdot \left(\frac{2,58 + 0,7}{2,1 \cdot 10^5}\right) = 0,182 \text{ мм} > N_{ст.маx} = 0,095 \text{ мм}.$$

Видно, що друга вимога для маточини та вала виконується - при утворенні посадки деталі не руйнуються.

Для побудови схеми розташування полів допусків отвору і вала при утворенні вибраної посадки з натягом 50H7/u7 (рис. 35) визначаються основні розміри та відхилення при номінальному розмірі з'єднання  $D=d=50$  мм. Для цього розміру з табл. 8 одиниця допуску  $i=1,56$  мкм = 0,00156 мм. Отвір і вал

виготовляються за 7 квалітетом точності, для якого число одиниць допуску  $a = 16$  (табл. 9).

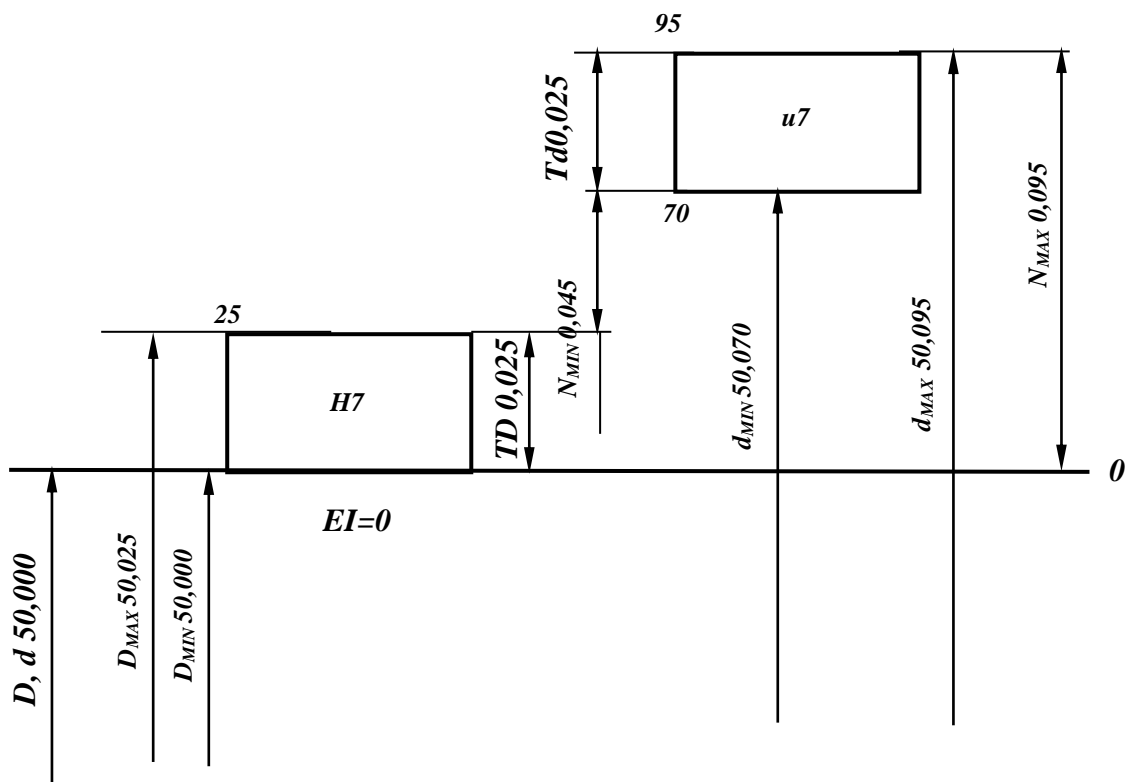


Рис. 35. Схема полів допусків посадки з натягом 50H7 / u7

*Допуски розмірів отвору та вала*

$$T_D = T_d = 1,56 \cdot 16 = 25 \text{ мкм.}$$

*Нижнє граничне відхилення отвору EI=0. Верхнє граничне відхилення отвору*

$$ES = 0 + 25 = 25 \text{ мкм.}$$

*Верхнє і нижнє граничні відхилення розміру вала*

$$ei = 25 + 45 = 70 \text{ мкм,}$$

$$es = 70 + 25 = 95 \text{ мкм.}$$

*Максимальний та мінімальний граничні розміри отвору*

$$D_{max} = 50 + 0,025 = 50,025 \text{ мм,}$$

$$D_{min} = 50 + 0,000 = 50,000 \text{ мм.}$$

*Максимальний та мінімальний граничні розміри вала*

$$d_{max} = 50 + 0,095 = 50,095 \text{ мм,}$$

$$d_{min} = 50 + 0,070 = 50,070 \text{ мм.}$$

## Бібліографічний список

1. Мороз, В.І. Основи конструювання і САПР [Текст]: Навч. посібник / В.І. Мороз, О.В. Братченко, В.В. Ліньков. – Харків: Нове слово, 2003. – 194 с.
2. Орлов, П.И. Основы конструирования [Текст]: в 2-х кн. / П.И. Орлов. – М.: Машиностроение, 1988.
3. Дитрих, Я. Проектирование и конструирование: Системный подход [Текст]/Я. Дитрих. – М.: Мир, 1981. – 456 с.
4. Прикладная механика [Текст]/ Под ред. К.И. Заблонского. – К.: Вища школа, 1984. – 280 с.
5. Системы автоматизированного проектирования [Текст]: в 9 кн. / Под ред. И.П.Норенкова. – Минск: Высшая школа, 1987.
6. Фролов, К.В. Теория механизмов и машин [Текст] / К.В. Фролов. – М.: Высшая школа, 1987. – 496 с.
7. Артоболевский, И.И. Синтез плоских механизмов [Текст]/ И.И.Артоболевский, Н.И. Левитский, С.А. Черкудинов. – М.: Физматгиз, 1959. – 1084 с.
8. Кореняко, О.С. Теорія механізмів і машин [Текст]/ О.С. Кореняко. - К.: Вища школа, 1987. – 206 с.
9. Киницький, Я.Т. Теорія механізмів і машин [Текст]/ Я.Т. Киницький. – К.: Наукова думка, 2002. – 660 с.
10. Мороз, В.І. Основи конструювання і САПР: Навч. посібник /В.І Мороз, О.В. Братченко, В.В. Ліньков. – Харків: Нове слово, 2003.–194 с.
11. Мороз, В.И. Проектирование, моделирование, конструирование [Текст]: учеб. пособие/ В.И.Мороз, А.В.Братченко, Ю.Н.Юрченко. – Харьков: ХарГАЖТ, 1997. – 83 с.
12. Корчемный, Л.В. Механизм газораспределения двигателя: Кинематика, динамика, расчет на прочность [Текст]/ Л.В. Корчемный. – М.: Машиностроение, 1965. – 210 с.
13. Мороз, В.И., Грицюк, А.В., Братченко, А.В., Норов, А.В. Разработка методики и проектирование безударных кулачков механизмов газораспределения высокооборотных транспортных



дизелів [Текст]: матеріали 2-го міжнар. з'їзду з Теорії механізмів і машин. – Харків: ІМІС НАН України, 2005. – С. 66-75.

14. Мороз, В.І. Методика проектування високоефективних кулачків приводу клапанів форсованих тепловозних дизелів [Текст]/ В.І. Мороз, О.В. Братченко, О.А. Логвіненко: Міжвуз. зб. праць “Теплоенергетичні установки та екологія на залізничному транспорті”. – Харків: УкрДАЗТ, 2002. – Вип.51. – С.47-53.

15. Кулачок механізму газорозподілу [Текст]: пат. 54164 А Україна, МПК 7F01L1/08. / Мороз В.І., Братченко О.В., Логвіненко О.А. (Україна); Укр. держ. акад. залізн. трансп. - №2002054354; заявл. 28.05.2002; опубл. 17.02.2003, Бюл. №2. – 5 с.

16. Мороз, В.І. Новий підхід до динамічного синтезу безударних профілів газорозподільних кулачків транспортних дизелів [Текст]/В.І. Мороз, О.В. Братченко, К.В. Астахова: Зб. наук. праць УкрДАЗТ. – Харків: УкрДАЗТ, 2008. - Вип.99. – С.242-249.

17. Метрологія, стандартизація і сертифікація [Текст]: навч. посібник/ В.І.Мороз, О.В.Братченко, В.Г.Єгоров та ін. – Харків: ХарДАЗТ, 2000. – 77 с.

18. Справочник по САПР [Текст]/ под ред.В.И.Скурихина. – К.: Техника, 1988. – 375 с.

19. Пильов, В.О. Автоматизоване проектування поршнів швидкохідних дизелів із заданим рівнем тривалої міцності [Текст]/В.О. Пильов. – Харків: Видавн. центр НТУ “ХПІ”, 2001. – 232 с.

20. Расчет и проектирование деталей машин [Текст]: учеб. пособие/ Н.Ф.Киркач, Р.А. Баласанян. – Харьков: Основа, 1990. – 276 с.

21. Павлище, В.Т. Підшипники кочення: Основні параметри, конструкції опор, змащування, ущільнення та розрахунки ресурсу [Текст]/ В.Т. Павлище. – Львів: НУ «Львівська політехніка», «Інтелект-захід», 2001. – 136 с.

## Додаток 1

Приклад оформлення титульного аркуша пояснювальної записки

МІНІСТЕРСТВО ТРАНСПОРТУ ТА ЗВ'ЯЗКУ УКРАЇНИ

УКРАЇНСЬКА ДЕРЖАВНА АКАДЕМІЯ  
ЗАЛІЗНИЧНОГО ТРАНСПОРТУ

Кафедра “Механіка і проектування машин”

Отримання і використання узагальнених математичних  
моделей для функціонального і структурного  
проектування технічних засобів транспорту

Пояснювальна записка та розрахунки до курсового  
проекту з дисципліни «Основи конструювання і САПР»

КПМ ОК САПР – 04.08.000 ПЗ

Керівник проекту



А.В.Павшенко

10.06.2008



Розробив

В.С.Тіщенко

04.06.2008

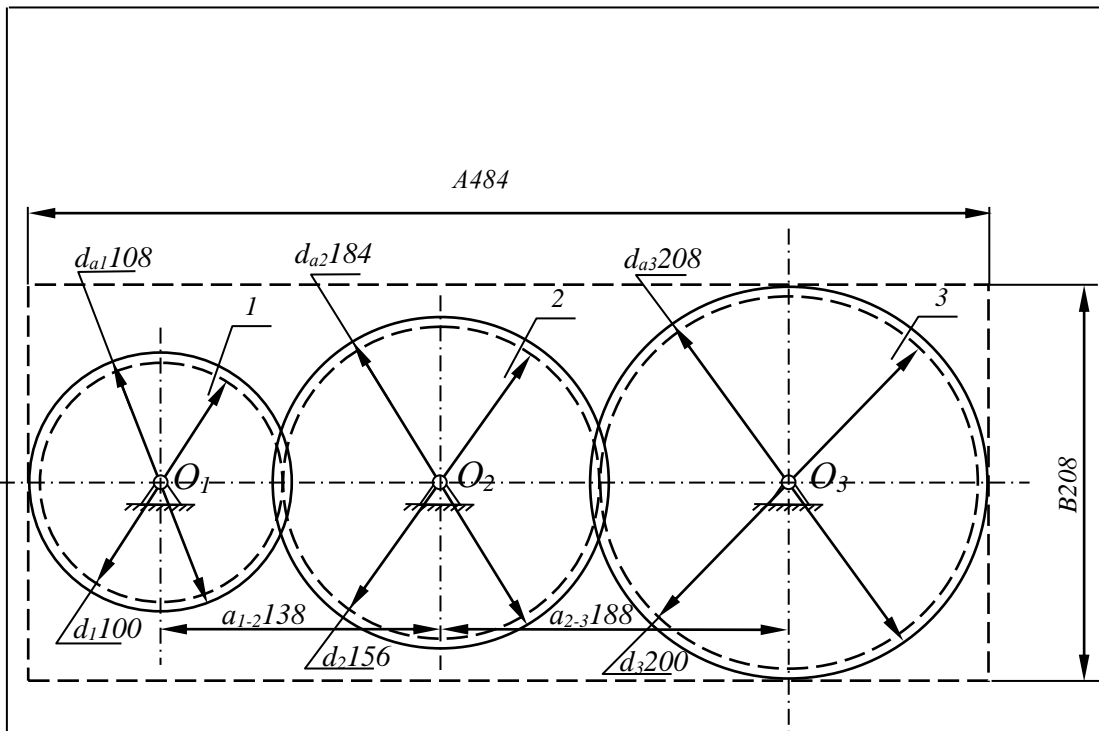
гр. 15-IV-ТЕ

2008 р.



### Додаток 3

#### Приклад оформлення кінематичної схеми механізму



Характеристика механізму:

1 Передаточне відношення  $U_{1-3} = 2$ .

2 Модуль зубців  $m = 4$  мм.

3 Числа зубців:  $Z_1^* = 25$ ,  $Z_2^* = 44$ ,  
 $Z_3^* = 50$ .

4 Граничні розміри:

$A_{max} = 484$  мм,  $B_{max} = 208$  мм.

					КПМ ОК САПР – 04.08.000.01			
					Кінематична схема механізму	Літера	Маса	Масшт
								1 : 2
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		Аркуші 1   Аркуші 4		
Розроб.		Тищенко	<i>[Signature]</i>	03.06.03				
Перевір.		Павшенко	<i>[Signature]</i>	04.06.03				
Т.контр.		Павшенко	<i>[Signature]</i>	04.06.03				
Н.контр.		Астахова	<i>[Signature]</i>	15.06.03				
Затв.		Павшенко	<i>[Signature]</i>	02.07.03				

## Додаток 4

Таблиця Д.4.1

Механічні характеристики сталей, що використовуються для  
виготовлення зубчатих коліс

Марка сталі (ГОСТ)	Термообробка	Механічні властивості після термообробки		
		Твердість НВ	Границя текучості $\sigma_y$ , МПа	Границя міцності $\sigma_{ut}$ , МПа
35 (1050-74)	Нормалізація	140...190	320	540
35Л (977-75)	Нормалізація	$\geq 145$	280	500
40 (1050-74)	Нормалізація	190...230	400	700
40Л (977-75)	Нормалізація	$\geq 150$	290	520
45 (1050-74)	Поліпшення	170...215	340	600
50 (1050-74)	Поліпшення	180...230	350	640
50Л (977-75)	Нормалізація	$\geq 155$	340	580
40Х (4543-71)	Поліпшення	260...280	800	1000
40ХЛ (7832-65)	Поліпшення	180	500	650
40ХН (4543-71)	Поліпшення	230...300	600	850
40ХНЛ (7832-65)	Нормалізація	200	500	700
18ХГТ (4543-71)	Цементация	285	900	1000
25ХГТ (4543-71)	Цементация	300	950	1150
12ХН3А (4543-71)	Цементация	300	800	1000
12Х2Н4А (4543-71)	Цементация	290	800	1000
20Х2Н4А (4543-71)	Цементация	350	1100	1300

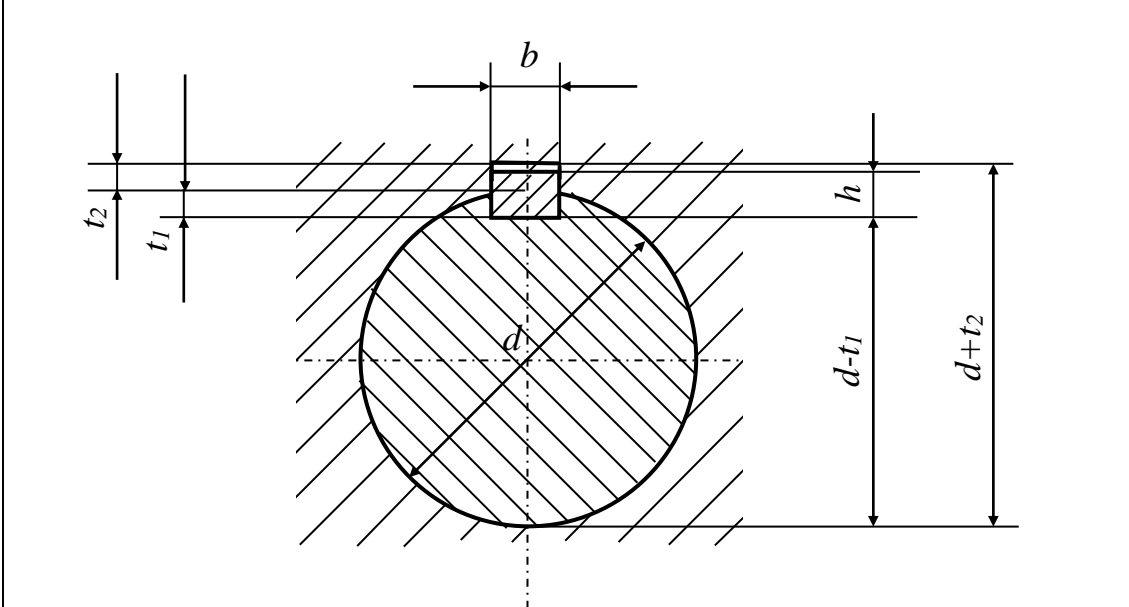
Таблиця Д.4.2

Механічні характеристики сталей, що використовуються для  
виготовлення редукторних валів

Марка сталі (ГОСТ)	Твердість НВ, не менше	$\sigma_{ut}$ , МПа	$\sigma_y$ , МПа	$\tau_y$ , МПа	$\sigma_{-1}$ , МПа	$\tau_{-1}$ , МПа	$\psi_\sigma$	$\psi_\tau$
45 (1050-74)	197	610	360	210	270	150	0,1	0,05
40Х (4543-71)	217	1000	800	450	450	250	0,15	0,1
40ХН (4543-71)	229	1000	800	450	450	250	0,15	0,1
12ХН3А (4543-71)	217	950	700	420	420	240	0,15	0,1
18ХГТ (4543-71)	217	1000	900	540	450	250	0,15	0,1
30ХГТ (4543-71)	229	1500	1300	780	670	80	0,15	0,1

## Додаток 5

### Параметри призматичних шпонок (СТ СЭВ 189-75)

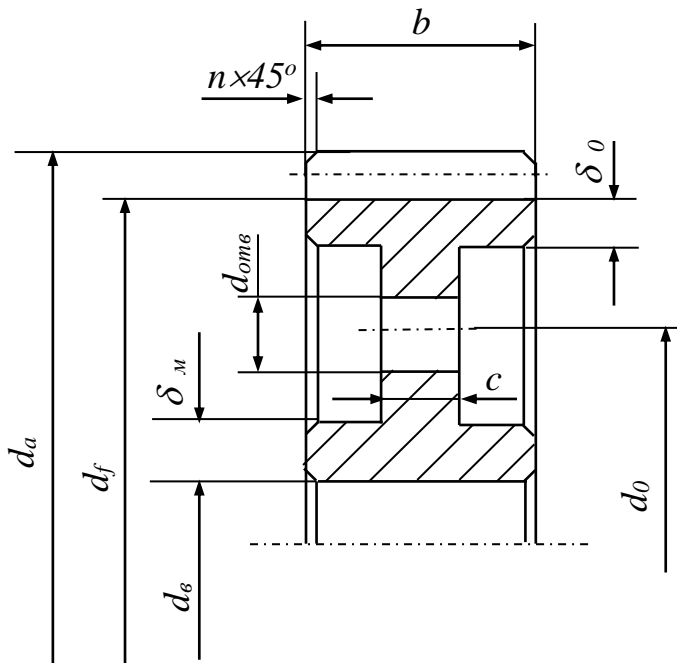


Діаметр вала $d$ , мм	Переріз шпонки, мм		Інтервали довжин $l$ , мм	Глибина шпоночного паза, мм	
	$b$	$h$		$t_1$	$t_2$
>22...30	8	7	18...90	4	3,3
>30...38	10	8	22...110	5	3,3
>38...44	12	8	28...140	5	3,6
>44...50	15	9	36...160	5,5	3,8
>50...58	16	10	45...180	6	4,3
>58...65	18	11	50...200	7	4,4
>65...75	20	12	56...220	7,5	4,9
>75...85	22	14	63...250	9	5,4
>85...95	25	14	70...280	9	5,4
>95...110	28	16	80...320	10	6,4
>110...180	32	18	90...360	11	7,4

*Примітка.* Довжина шпонки вибирається з ряду: 14; 16; 18; 20; 22; 25; 28; 32; 36; 40; 45; 50; 63; 70; 80; 90; 100; 125; 140; 160; 180; 200; 220; 250.

## Додаток 6

### Визначення конструктивних параметрів зубчатих коліс



Розміри елементів кованих зубчатих коліс розраховуються за поданими нижче формулами.

Ширину зубчатого вінця прийняти  $b = (0,2 \dots 0,25) \cdot m z$ .

Діаметр вершин  $d_a = m \cdot (z + 2)$ .

Діаметр западин  $d_f = m \cdot (z - 2,5)$ .

Товщина маточини  $\delta_m = (0,25 \dots 0,35) \cdot d_o$ .

Товщина обода  $\delta_o = (0,25 \dots 0,35) \cdot b$ .

Ширина диска  $c = (0,2 \dots 0,3) \cdot b$ .

Діаметр отворів  $d_{отв} = 10 \dots 20 \text{ мм}$ .

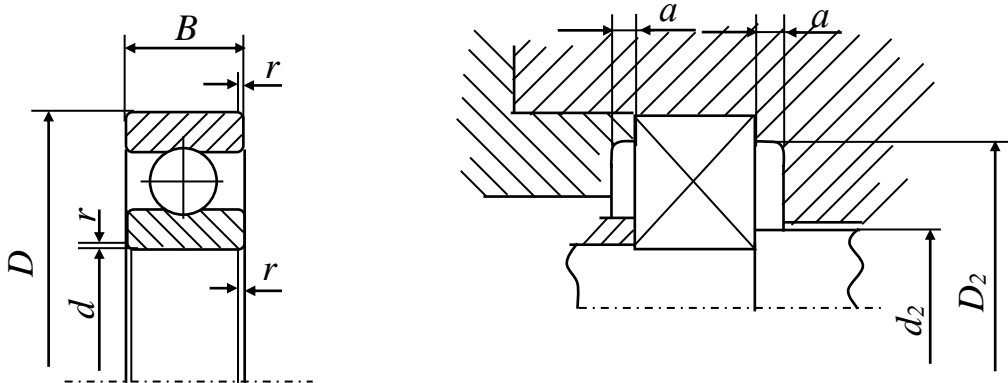
Положення осей отворів  $d_o$  приймається конструктивно.

Розмір фаски  $n = 0,5 m$ .

При розробці робочого креслення зубчатого колеса ураховується, що розміри  $\delta_o, \delta_m, c$  повинні бути не менше 10 мм.

## Додаток 7

Параметри кулькових радіальних підшипників (ГОСТ 8338-75)



Умовні позначення підшипників	$d$ , мм	$D$ , мм	$B$ , мм	$r$ , мм	$C$ , Н	$d_{2min}$ , мм	$D_{2max}$ , мм	$a$ , мм
Особливо легка серія діаметрів 1, серія ширин 0								
100	10	26	8	0,5	3600	12	24	1,8
101	12	28	8	0,5	4000	14	26	2,0
104	20	42	12	1,0	7360	24	39	2,0
105	25	47	12	1,0	7900	29	44	2,0
106	30	55	13	1,5	10400	35	50	2,0
107	35	62	14	1,5	12500	40	57	2,0
108	40	68	15	1,5	13200	45	62	2,0
109	45	75	16	1,5	16500	50	70	2,0
110	50	80	16	1,5	16300	55	75	2,0
111	55	90	18	2,0	22000	62	84	3,0
112	60	95	18	2,0	24100	68	88	3,0
113	65	100	18	2,0	24000	72	93	3,0
114	70	110	20	2,0	30300	77	103	3,0
115	75	115	20	2,0	30100	82	108	3,0
116	80	125	22	2,0	37400	87	118	3,0
117	85	130	22	2,5	37100	92	123	3,0
118	90	140	24	2,5	41100	98	132	3,0
119	95	145	24	2,5	40800	103	137	3,0
120	100	150	24	2,5	42300	108	142	3,0

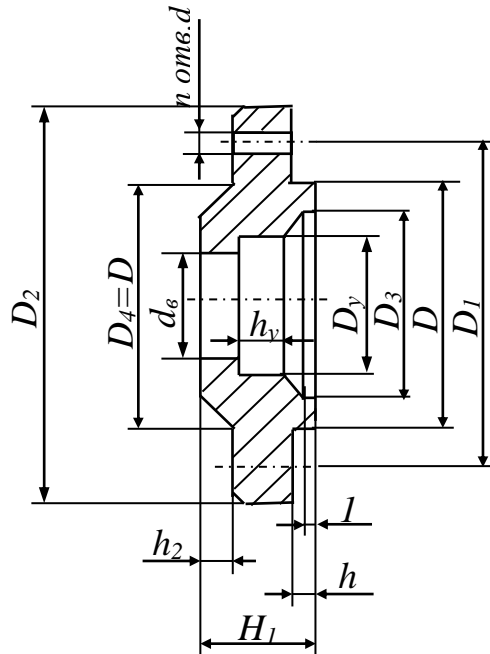


Умовні позна- чення підшип- ників	$d$ , мм	$D$ , мм	$B$ , мм	$r$ , мм	$C$ , $H$	$d_{2min}$ , мм	$D_{2max}$ , мм	$a$ , мм
Легка серія діаметрів 2, серія ширин 0								
200	10	30	9	1,0	4690	14	26	1,8
201	12	32	10	1,0	4780	16	28	2,0
202	15	35	11	1,0	5970	19	31	2,0
203	17	40	12	1,0	7520	21	36	2,0
204	20	47	14	1,5	10000	25	42	2,0
205	25	52	15	1,5	11000	30	47	2,0
206	30	62	16	1,5	15300	35	57	2,0
207	35	72	17	2,0	20100	42	65	2,0
208	40	80	18	2,0	25600	47	73	2,0
209	45	85	19	2,0	25700	52	78	2,0
210	50	90	20	2,0	27500	57	83	2,0
211	55	100	21	2,5	34000	64	91	3,0
212	60	110	22	2,5	41100	68	101	3,0
213	65	120	23	2,5	44900	73	111	3,0
214	70	125	24	2,5	48800	78	116	3,0
215	75	130	25	2,5	51900	83	121	3,0
216	80	140	26	3,0	57000	90	129	3,0
217	85	150	28	3,0	65400	95	139	3,0
218	90	160	30	3,0	75300	100	149	3,0
219	95	170	32	3,5	85300	106	158	3,0
220	100	180	34	3,5	95800	111	168	3,0
Середня серія діаметрів 3, серія ширин 0								
300	10	35	11	1	6360	14	30,8	1,8
301	12	37	12	1,5	7630	17	31,2	2,0
302	15	42	13	1,5	8900	20	36,2	2,0
303	17	47	14	1,5	10900	22	41,2	2,0
304	20	52	15	2	12500	26,5	45	2,0
305	25	62	17	2	17600	31,5	55	2,0
306	30	72	19	2	22000	36,5	65	2,0
307	35	80	21	2,5	26200	43	71	2,0

Умовні позна- чення підшип- ників	$d$ , мм	$D$ , мм	$B$ , мм	$r$ , мм	$C$ , Н	$d_{2min}$ , мм	$D_{2max}$ , мм	$a$ , мм
308	40	90	23	2,5	31900	48	81	2,0
309	45	100	25	2,5	37800	53	91	2,0
310	50	110	27	3	48500	60	99	2,0
311	55	120	29	3	56000	64,4	111	3,0
312	60	130	31	3,5	64100	71	118	3,0
313	65	140	33	3,5	72700	76	128	3,0
314	70	150	35	3,5	81700	81	138	3,0
315	75	160	37	3,5	89000	86	148	3,0
316	80	170	39	3,5	96500	91	158	3,0
317	85	180	41	4,0	104000	98	166	3,0
318	90	190	43	4,0	112000	103	176	3,0
319	95	200	45	4,0	120000	109	186	3,0
320	100	215	47	4,0	136000	113	201	3,0
Важка серія діаметрів 4, серія ширин 0								
403	17	62	17	2,0	17800	24	53	2,0
405	25	80	21	2,5	29200	33,4	70	2,0
406	30	90	23	2,5	37200	38,4	80	2,0
407	35	100	25	2,5	43600	43,4	90	2,0
408	40	110	27	3,0	50300	49,4	97	2,0
409	45	120	29	3,0	60400	54,4	107	2,0
410	50	130	31	3,5	68500	63	116	2,0
411	55	140	33	3,5	78700	68	126	3,0
412	60	150	35	3,5	85600	73	136	3,0
413	65	160	37	3,5	92600	78	146	3,0
414	70	180	42	4,0	113000	85	164	3,0
416	80	200	48	4,0	128000	95	184	3,0
417	85	210	52	5,0	136000	105	190	3,0

## Додаток 8

Параметри кришок підшипників з отвором для манжетного ущільнення (ГОСТ 18512-73)

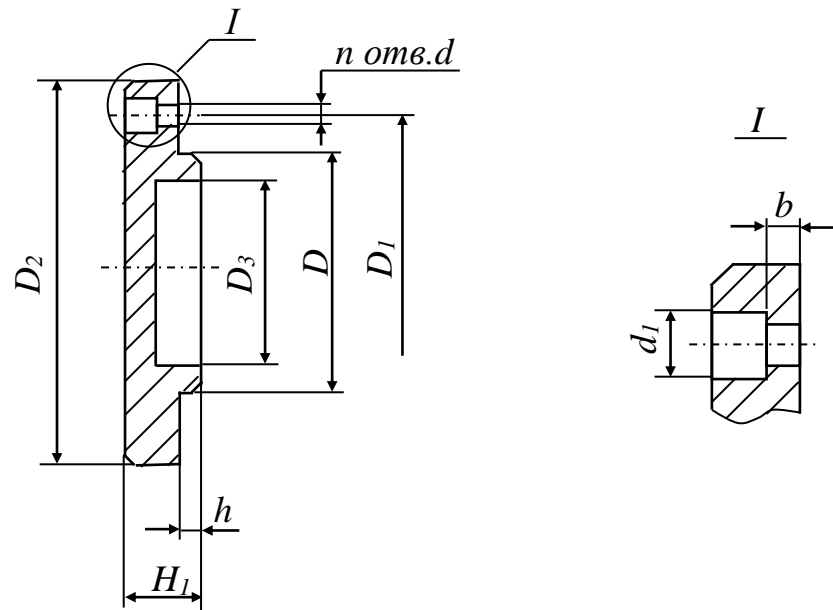


*Примітка.* Розміри  $D_y$  і  $h_y$  у кришці обробляються відповідно до параметрів прийнятого ущільнення з дод. 10.

$D$	$D_1$	$D_2$	$D_3$	Отвори під гвинти		$H_1$	$h$	$h_2$
				$d$	$n$			
62	75	95	52	7	4	15	5	2
72	90	110	62	9	4	18	6	3
80	100	120	72	9	4	18	6	3
90	110	130	80	9	4	18	6	3
100	120	145	90	11	6	23	8	3
110	130	155	95	11	6	23	8	3
120	140	165	105	11	6	26	8	4
130	150	175	115	11	6	26	8	4
140	160	185	125	13	6	26	10	4
150	170	195	135	13	6	26	10	5
160	180	205	145	13	6	26	10	5
170	190	215	155	13	6	30	13	5
180	200	225	165	15	6	30	13	5
190	210	235	175	15	6	30	13	5

## Додаток 9

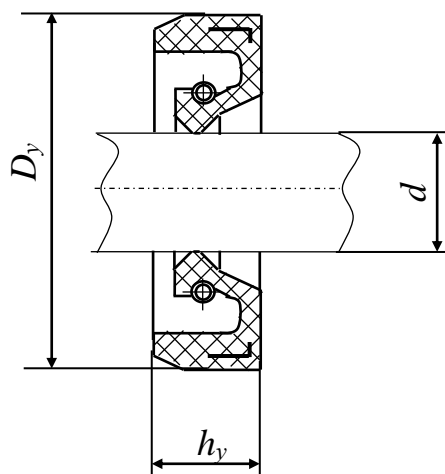
### Параметри кришок торцевих глухих (ГОСТ 18511-73)



$D$	$D_1$	$D_2$	$D_3$	Отвори під ГВИНТИ			$H_1$	$h$	$b$
				$d$	$d_1$	$n$			
62	75	95	52	7	12	4	15	5	5
72	90	110	62	9	15	4	18	6	6
80	100	120	72	9	15	6	18	6	6
90	110	130	80	9	15	6	18	6	6
100	120	145	90	11	18	6	22	8	7
110	130	155	95	11	18	6	22	8	7
120	140	165	105	11	18	6	22	8	7
130	150	175	115	11	18	6	22	8	7
140	160	185	125	13	21	6	25	10	8
150	170	195	135	13	21	6	25	10	8
160	180	205	145	13	21	6	25	10	8
170	190	215	155	13	21	6	30	13	9
180	200	225	165	15	24	6	30	13	9
190	210	235	175	15	24	6	30	13	9

## Додаток 10

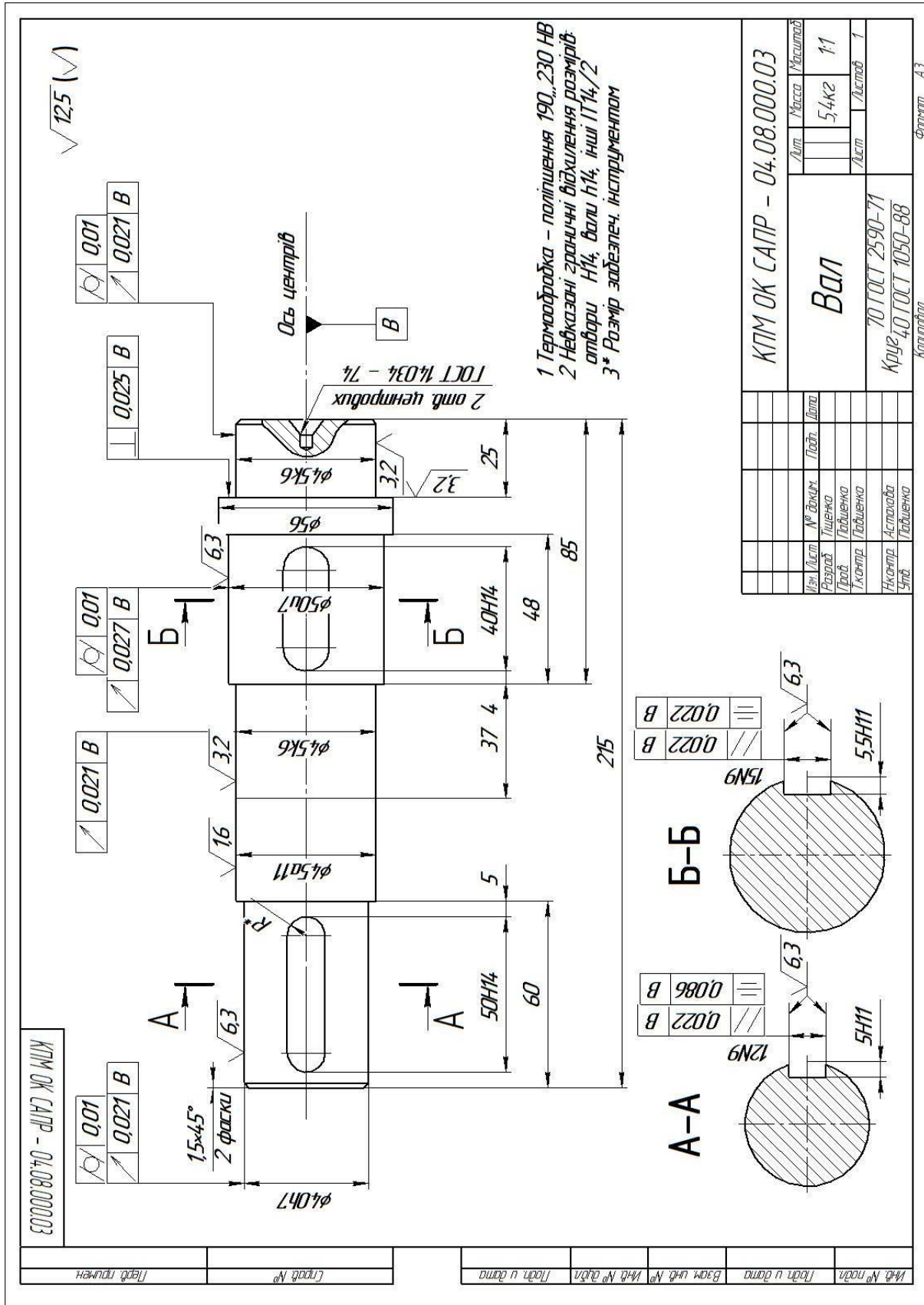
Параметри гумових армованих манжет для валів (ГОСТ 8752-79)



Діаметр вала $d$ , мм	$D_y$	$h_y$	Діаметр вала $d$ , мм	$D_y$	$h_y$
25	42	8	55	80	10
30	52	10	60	85	10
35	58	10	65	90	10
40	60	10	70	95	10
50	70	10	75	100	12

# Додаток 11

## Зразок креслення вала



## Додаток 12

### Зразок креслення зубчатого колеса

(✓)

Модуль	m	4
Число зубців	z	50
Нормальні початковий квітцір	ГОСТ 13755-81	
Коефіцієнт зміщення	x	0
Співвідношення по ГОСТ 1643-81		8-B
Дільний діаметр	d	200

1. 230...260 HB  
 2. Невказані граничні відхилення розмірів:  
 отвори H14, вали h14, інші ±IT14/2

КП ОК САПР - 04.08.000.02	
Колесо зубчатое	КП ОК САПР - 04.08.000.02
Мен. Вільт.	№ Доким.
Розроб.	Іщенко
Дроб.	Павленко
Ісконтр.	Павленко
Інженер	Астахова
Унів.	Павленко
Маса	Масштаб
H	7,45 кг
Лист 2	Листів 4
Сталь 40X ГОСТ 4543-71	
Копія: А3	

### Додаток 13

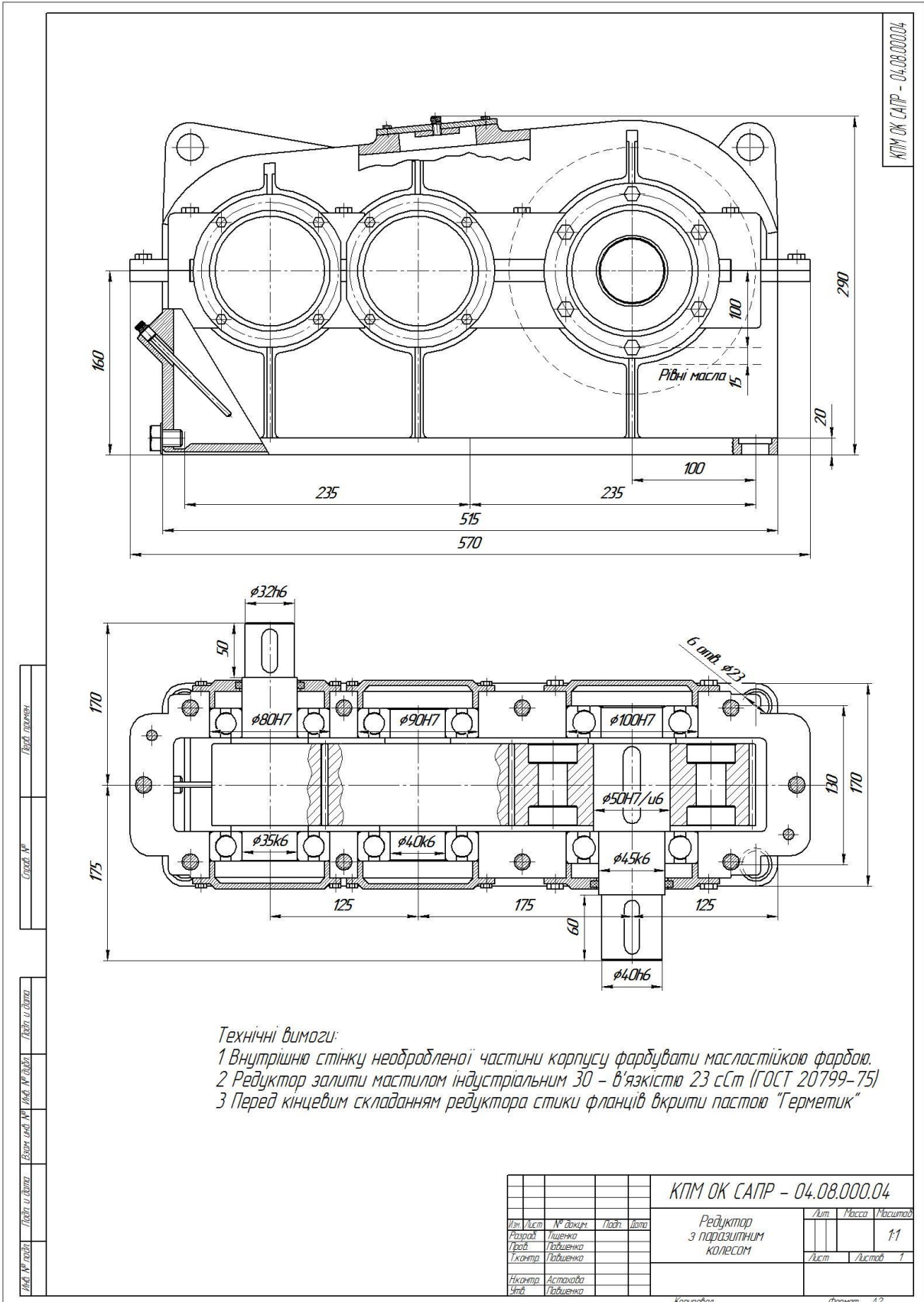
Вибір посадок за значеннями натягів  $N_{\min}/N_{\max}$  (МКМ)

Інтервали діаметрів, мм	$\frac{H7}{p6}$	$\frac{H8}{s7}$	$\frac{H7}{s6}$	$\frac{H7}{s7}$	$\frac{H8}{u8}$	$\frac{H7}{u7}$	$\frac{H8}{x8}$	$\frac{H8}{z8}$
24...30	$\frac{1}{35}$	$\frac{2}{56}$	$\frac{14}{48}$	$\frac{14}{56}$	$\frac{22}{91}$	$\frac{27}{69}$	$\frac{31}{97}$	$\frac{55}{121}$
30...40	$\frac{1}{42}$	$\frac{4}{68}$	$\frac{18}{59}$	$\frac{18}{68}$	$\frac{21}{99}$	$\frac{35}{85}$	$\frac{21}{119}$	$\frac{73}{151}$
40...50	$\frac{1}{42}$	$\frac{4}{68}$	$\frac{18}{59}$	$\frac{18}{68}$	$\frac{31}{109}$	$\frac{45}{95}$	$\frac{58}{136}$	$\frac{97}{175}$
50...65	$\frac{2}{51}$	$\frac{7}{83}$	$\frac{23}{72}$	$\frac{23}{83}$	$\frac{38}{133}$	$\frac{57}{117}$	$\frac{76}{168}$	$\frac{126}{218}$
65...80	$\frac{2}{51}$	$\frac{13}{89}$	$\frac{29}{78}$	$\frac{29}{89}$	$\frac{56}{148}$	$\frac{72}{132}$	$\frac{100}{192}$	$\frac{164}{256}$
80...100	$\frac{2}{59}$	$\frac{17}{106}$	$\frac{36}{93}$	$\frac{36}{106}$	$\frac{70}{178}$	$\frac{89}{159}$	$\frac{124}{232}$	$\frac{202}{312}$
100...120	$\frac{2}{59}$	$\frac{25}{114}$	$\frac{44}{101}$	$\frac{44}{114}$	$\frac{90}{199}$	$\frac{109}{179}$	$\frac{156}{264}$	$\frac{256}{364}$



# Додаток 14

## Складальне креслення редуктора





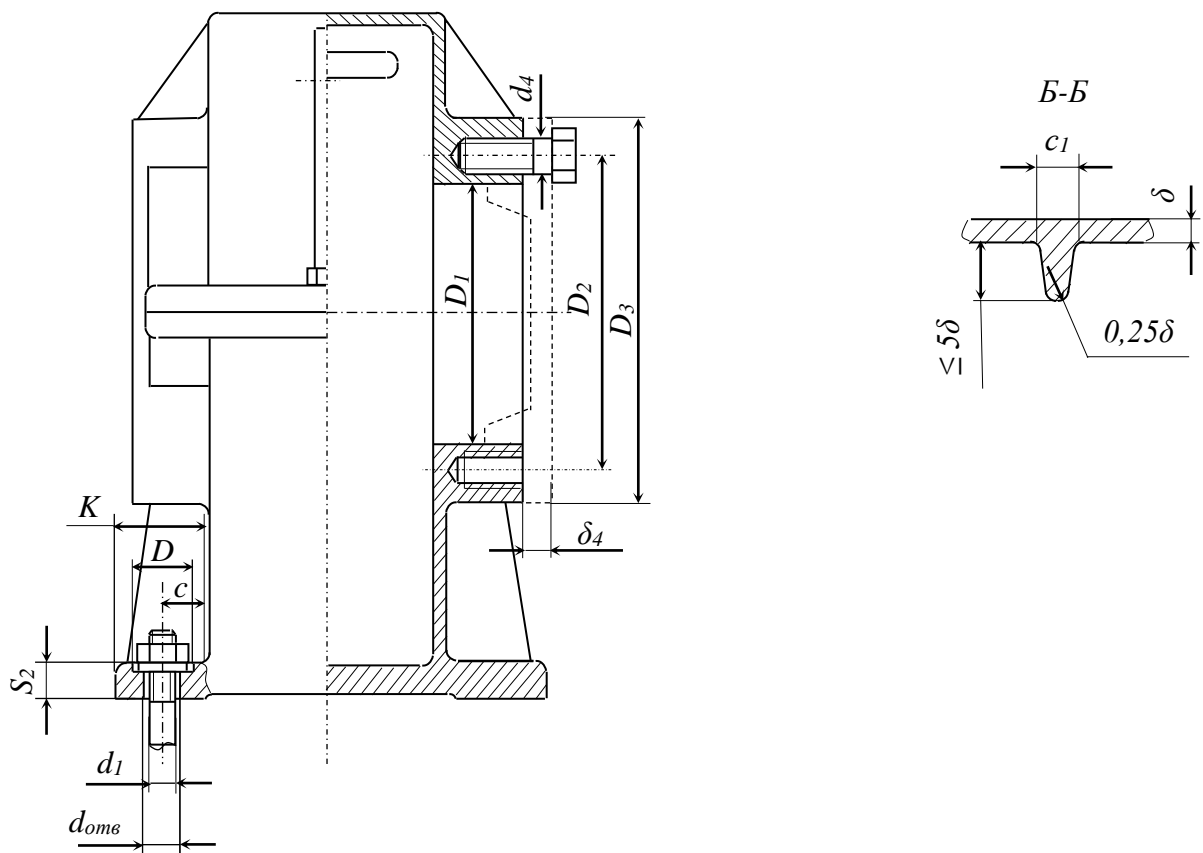
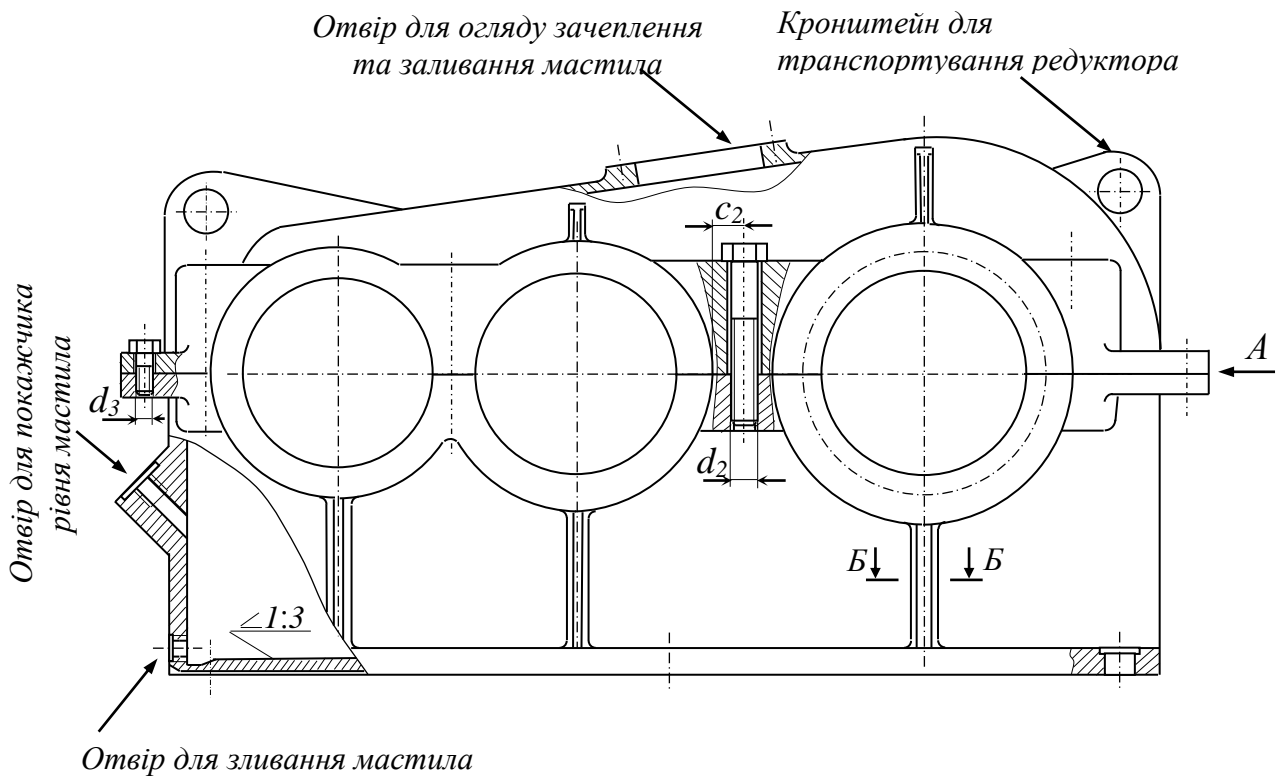


Рис. Д.15.1. Закінчення

Таблиця Д.15.1

Визначення основних розмірів корпусу, кришки, болтів, гвинтів  
редуктора

Параметр	Позначення	Значення, мм
1	2	3
Розміри зубчатих передач, зубчатих коліс, валів	-	Визначаються в розд. 6 і за дод. 6
Товщина стінки корпусу редуктора	$\delta$	$\delta = 0,025 \cdot a_{от} + 3$ У всіх випадках $\delta \geq 8$ .
Товщина стінки кришки редуктора	$\delta_1$	$\delta = 0,02 \cdot a_{от} + 3$ У всіх випадках $\delta \geq 7,5$ .
Товщина верхнього фланця корпусу	$S$	$(1,5...1,75)\delta$
Товщина нижнього фланця корпусу	$S_2$	$2,35 \cdot \delta$
Товщина фланця кришки редуктора	$S_1$	$(1,5...1,75)\delta_1$
Діаметр фундаментних болтів	$d_1$	$(0,03...0,036) \cdot a_{от} + 12$ , табл. Д.15.2
Число фундаментних болтів	$z$	$0,005 \cdot (L_0 + B_0)$ , де $L_0, B_0$ - довжина та ширина основи корпусу редуктора
Діаметр болтів, що стягують корпус і кришку у бобишок	$d_2$	$(0,7...0,75) \cdot d_1$ , табл. Д.15.2
Діаметр болтів, що стягують фланці корпусу і кришки	$d_3$	$(0,5...0,6) \cdot d_1$ , табл. Д.15.2
Ширина фланця	$k$	Табл. Д.15.2
Ширина опорної поверхні нижнього фланця корпусу	$m$	$k + 1,5 \cdot \delta$ .
Товщина ребер корпусу та кришки	$c_1$	$(0,8...1,0)\delta$
Мінімальний зазор між колесом і корпусом	$b$	$1,2 \cdot \delta$
Координата стяжного болта $d_2$ у бобики	$c_2$	$(1,0...1,2) \cdot d_2$

## Закінчення табл. Д.15.1

1	2	3
Діаметр гвинтів кришок підшипників	$d_4$	Табл. Д.15.3
Товщина кришок підшипників	$\delta_4$	Дод. 9
Відстань від внутрішньої стінки редуктора до торця деталі, що обертається	$e_1$	$(1,0...1,2)\delta$
Відстань від торця підшипника кочення до внутрішньої стінки корпусу редуктора	$e$	3...5 мм
Ширина підшипника	$B$	Дод. 7
Мінімальний зазор між внутрішньою стінкою кришки редуктора та зубчатим колесом	$b$	$1,2 \cdot \delta$
Відстань від окружності виступів найбільшого зубчатого колеса до внутрішньої поверхні днища	$b_0$	$(5...10) \cdot m$
Координати розташування зубчатих коліс відносно опор	$a, c$	Визначаються з ескізу
Відстань між підшипниками валів зубчатих коліс	$l_1$	Визначається з ескізу
Висота кришки з головкою болта	$l_3$	Визначається за дод. 8 і табл. Д.15.4
Довжина консольної ділянки вала під маточину деталі, що обертається	$l_5$	Визначається довжиною маточини
Відстань від осі деталі, що обертається, до опори вала зубчатого колеса	$l_2$	$0,5 \cdot (B + l_5) + l_3 + l_4$
Відстань від деталей, що обертаються, до нерухомої деталі	$l_4$	Зазвичай 8...12 мм

Таблиця Д.15.2

Параметри болтів, координат їх установлення та фланців

$d$	$k$ , мм	$c$ , мм	$d_{омв}$ , мм	$D$ , мм	$r$ , мм
M6	22	12	7	14	2
M8	24	13	9	17	3
M10	28	15	11	20	3
M12	33	18	13	26	3
M14	35	18	15	28	3
M16	40	21	17	32	5
M18	46	25	20	34	5
M20	48	25	22	38	5
M22	52	27	24	40	5
M24	54	27	26	45	8
M27	60	30	29	50	8
M30	66	33	32	60	8

*Примітка.*  $d$  – діаметр болта;  $k$  – ширина фланця;  $c$  – координата болта;  $d_{омв}$  – діаметр отвору під болт;  $D$  – діаметр планування;  $r$  – радіус закруглення.

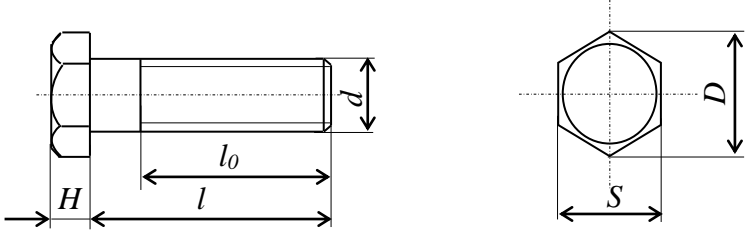
Таблиця Д.15.3

Розміри гнізд підшипників і кришок на болтах

$D_1$ , мм	$D_2$ , мм	$D_3$ , мм	Болти		$\delta_4$ , мм
			$d_4$ , мм	$z$	
47	68	85	M8	4	Дод.9
52	72	90			
62	85	105			
72	95	115	M10		
80	105	125			
85	110	130			
90	115	135			
100	125	145	M12	6	
110	140	165			
120	150	175			
125	155	180			
130	160	185			
140	170	200	M16		
150	185	215			
160	195	230			
170	205	240			

Таблиця Д.15.4

Болти з шестигранною головою класу точності В  
(ГОСТ 7798 – 70)



$d$ , мм	$S$ , мм	$H$ , мм	$D$ , мм	$l$ , мм	$l_0$ , мм
6	10	4,5	11	8...40	$l = l_0$ при $l \leq 25$ $l = 18$ при $l \geq 25$
8	13	5,5	14,2	8...60	$l = l_0$ при $l \leq 25$ $l = 22$ при $l \geq 30$
10	17	7	18,7	10...80	$l = l_0$ при $l \leq 30$ $l = 26$ при $l \geq 35$
12	19	8	20,9	14...100	$l = l_0$ при $l \leq 30$ $l = 30$ при $l \geq 35$
16	24	10	26,5	20...120	$l = l_0$ при $l \leq 40$ $l = 38$ при $l \geq 45$
20	30	13	33,3	25...150	$l = l_0$ при $l \leq 50$ $l = 46$ при $l \geq 55$
24	36	15	39,6	35...150	$l = l_0$ при $l \leq 60$ $l = 54$ при $l \geq 65$
30	46	19	51,5	40...150	$l = l_0$ при $l \leq 70$ $l = 66$ при $l \geq 75$
36	55	23	62	50...150	$l = l_0$ при $l \leq 80$ $l = 78$ при $l \geq 90$

*Примітка.* Розмір  $l$  із вказаних границь приймати з такого ряду чисел: 8, 10, 12, 14, 16, 20, 25, 30, 35, 40, 45, 50, 55, 60, 65, 70, 75, 80, 90, 100, 110, 120, 130, 140, 150.





