

Назва роботи: **ПІДВИЩЕННЯ ПАЛИВНОЇ ЕКОНОМІЧНОСТІ ДВИГУНІВ
МАШИН АГРАРНО-ЛІСОВОГО ТА ТРАНСПОРТНОГО КОМПЛЕКСІВ**

Шифр «клапан»

Рік виконання роботи - 2019

ПЛАН

Актуальність роботи

Мета роботи

1. Матеріал і результати попереднього дослідження
2. Аналіз процесу наповнення циліндрів горючою сумішшю або повітрям двигуна внутрішнього згоряння
3. Реалізація методу нерівномірного обертання розподільчого вала
4. Керований привод розподільного вала
 - 4.1. Кінематичний розрахунок зведеного важільно-кулачкового механізму

Висновки

Список використаної літератури

АНОТАЦІЯ наукової роботи під девізом "Клапан"

Актуальність теми. Приведені дослідження для сільськогосподарського вантажного автопоїзда які показали, що при сучасній інтенсивності автомобільного руху 80% часу автомобільні двигуни працюють на часткових режимах з навантаженням, що складає менше 25% від максимального. Тому пошук такого рішення, що дозволить понизити витрати палива на часткових режимах двигунів має велике практичне значення.

На означених режимах спостерігається погіршення процесу згоряння палива і зниження індикаторного ККД. Це пояснюється тим, що зниження частоти обертання колінчастого валу двигуна від її номінальної величини супроводиться пропорційним зменшенням частоти обертання розподільного валу, а також швидкості руху і сили інерції потоку горючої суміші або повітря у впускному отворі на періоді кута запізнення закриття впускного клапана, що погіршує процес наповнення циліндрів, і призводить до неякісного утворення горючої суміші.

Для забезпечення збільшення вагового наповнення циліндрів двигуна внутрішнього згоряння горючою сумішшю або повітрям в зоні середніх і нижніх частот обертання колінчастого вала у роботі запропоновано, вирішити цю задачу за рахунок нового способу управління кутовою швидкістю обертання вала приводу впускного клапана, організації на цих режимах регульованого нерівномірного обертання розподільчого вала.

Об'єктами досліджень є газорозподільний механізм і система впуску чотирьохтактного двигуна.

На підставі викладеного можна охарактеризувати дану роботу як актуальну, направлену на вирішення важливої науково-технічної проблеми.

Метою роботи є підвищення паливної економічності чотирьохтактного двигуна внутрішнього згоряння методом безступінчатого управління кутом запізнення закриття впускного клапана, шляхом управління кутовою

швидкістю обертання вала приводу впускного клапана..

Задачі дослідження:

1. Розробити спосіб збільшення вагового наповнення циліндрів двигуна внутрішнього згоряння горючою сумішшю або повітрям в зоні середніх і нижніх частот обертання колінчастого вала.

2. Розробити метод здійснення безступінчатого управління кутом запізнення закриття впускного клапана на працюючому двигуні.

3. Розробити алгоритм кінематичного розрахунку і метод вибору параметрів кінематичної і конструктивної схеми керованого важільно-кулачкового приводу.

Наукова робота складається зі вступу, чотирьох розділів, висновків, та списку використаної літератури і має обсяг 20 сторінок. Вона містить 11 рисунків, та 6 літературних джерел.

Ключові слова: *двигун внутрішнього згоряння, чотирьохтактний двигун, клапан, розподільчий вал, кут запізнення закриття впускного клапана, кутова швидкість, привод насоса.*

ПІДВИЩЕННЯ ПАЛИВНОЇ ЕКОНОМІЧНОСТІ ДВИГУНІВ МАШИН АГРАРНО-ЛІСОВОГО ТА ТРАНСПОРТНОГО КОМПЛЕКСІВ

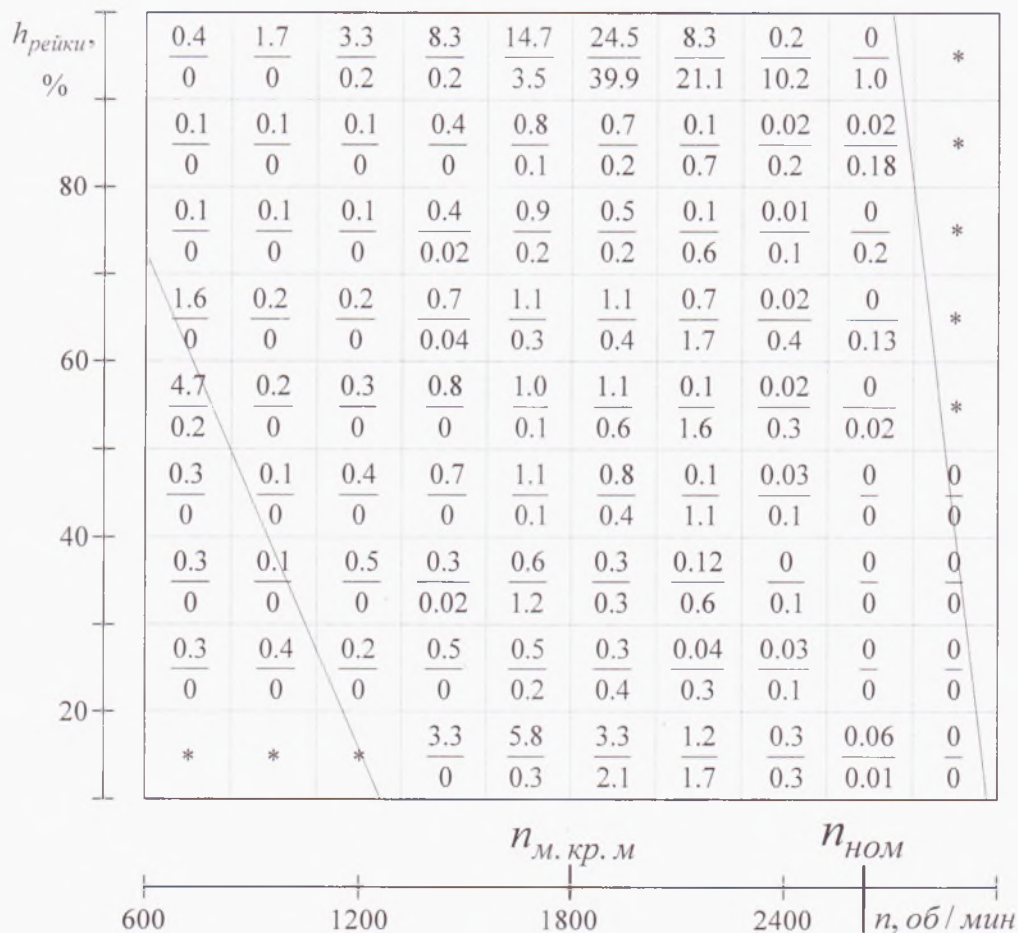
Актуальність роботи

Попередні дослідження, які приведені в [1] для сільськогосподарського вантажного автопоїзда означають, що при сучасній інтенсивності автомобільного руху 80% часу автомобільні двигуни працюють на часткових режимах з навантаженням, що складає менше 25% від максимального. Результати цих досліджень показані в таблиці 1.

Таблиця 1

Тривалість роботи на різних режимах дизельного двигуна сільськогосподарського вантажного автопоїзда при його експлуатації на вивезенні буряків з поля до цукрового заводу; в населеному пункті (чисельник) і на шосе (знаменник)

В процентах від загального робочого часу



Подальші експериментальні дослідження процесу наповнення циліндрів двигунів внутрішнього згоряння в залежності від частоти обертання колінчастого вала [2,3] показують, що кожному числу обертів колінчастого вала повинен відповідати найвигідніший кут запізнення закриття впускного клапана, при якому вагове наповнення циліндрів двигуна горючою сумішшю (повітрям) досягає максимуму.

Мета роботи.

Основною метою проведених в даній роботі досліджень було винайдення можливості безступінчатого управління кутом запізнення закриття впускного клапана двигуна внутрішнього згоряння за рахунок способу управління кутовою швидкістю обертання вала приводу впускного клапана для підвищення паливної економічності.

1. Матеріал і результати попереднього дослідження.

Проведені дослідження в [2] з вибору фаз газорозподілу швидкохідного чотирьохтактного дизеля 4ДТНА показують, що фази газорозподілу залежать від частоти обертання колінчастого вала, степені форсування двигуна, характеристик газотурбінного компресора, умов (опору) при фазі впуску і випуску двигуна. Тому вибір раціональних фаз газорозподілу є актуальною і важливою науково-технічною задачею.

2. Аналіз процесу наповнення циліндрів горючою сумішшю або повітрям двигуна внутрішнього згоряння

Аналітичні розрахунки і значна частина експериментів з дослідження процесу наповнення циліндрів горючою сумішшю або повітрям двигуна внутрішнього згоряння, що приведені в [3], дозволяють зробити наступні зауваження:

в) на великих обертах колінчастого валу сила інерції потоку горючої суміші або повітря різко зростає. Одночасно тиск в циліндрі при фазі впуску і на початку такту стискання зменшується. Збільшення сили інерції потоку і зниження тиску в циліндрі призводить до зростання додаткової зарядки і повного припинення зворотного викиду.

б) на середніх обертах колінчастого валу сила інерції потоку горючої суміші або повітря, що рухається у впускному трубопроводі, підвищується, одночасно знижується тиск впуску, а як наслідок, і тиск на початку такту стискання. Тому, біля нижньої мертвої точки починається додаткова зарядка, що переходить поступово в зворотній викид.

а) на малих обертах колінчастого валу сила інерції потоку горючої суміші або повітря невелика. Разом з цим явищем тиск впуску дуже близький до атмосферного, так як швидкість впуску суміші або повітря в циліндр незначна. В результаті цього при малих швидкостях поршня вже при куті запізнення закриття впускного клапана 20° спостерігається зворотній викид, який зростає по мірі збільшення цього кута.

Аналітичні розрахунки і експерименти з дослідження процесів наповнення циліндрів двигуна горючою сумішшю проведені в [3] з розподільчими валами та з різними кутами запізнення закриття впускного клапана $\varphi_{ззвк}$ показані на рисунку 1.

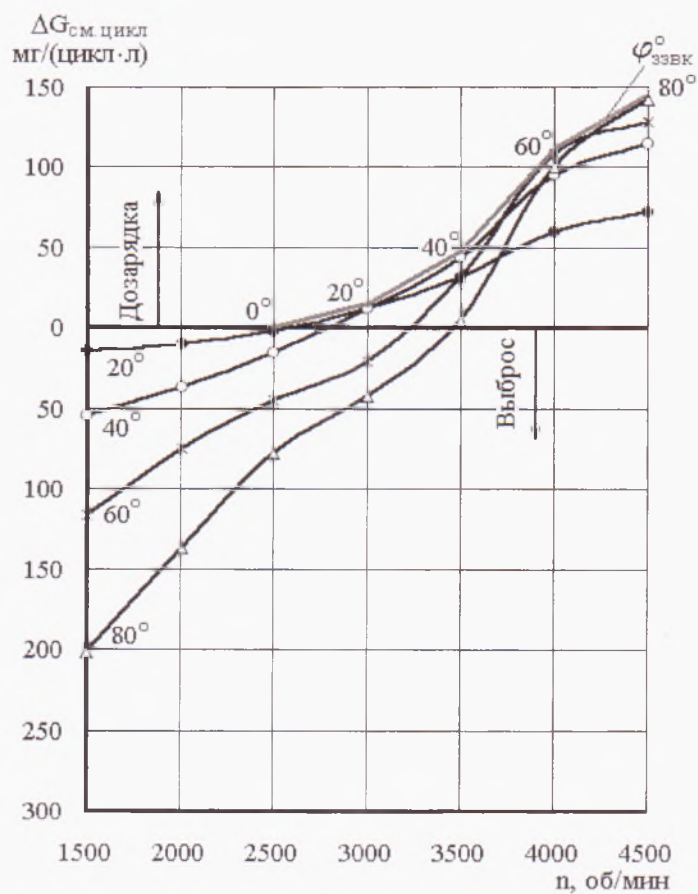


Рисунок 1. Вагове наповнення циліндрів двигуна внутрішнього згорання при різних кутах запізнєння закриття впускного клапана

Наведені дослідження дозволяють визначити, що зниження частоти обертання колінчатого вала двигуна від її номінальної величини супроводжується пропорційним зменшенням частоти обертання розподільчого вала, а також швидкості руху і сили інерції потоку горючої суміші у впускному отворі на періоді кута запізнєння закриття впускного клапана.

Це призводить до зменшення дозарядки і зворотнього викиду горючої суміші у зоні середніх й нижніх частот швидкісного діапазону двигуна. Тому для вирішення цієї проблеми пропонується спосіб безступінчатого управління кутом запізнєння закриття впускного клапана, котрий дозволить

збільшити вагове наповнення циліндрів двигуна горючою сумішшю і показаний червоною кривою на рисунку 1.

Для забезпечення збільшення вагового наповнення циліндрів двигуна внутрішнього згоряння горючою сумішшю або повітрям в зоні середніх і нижніх частот обертання колінчастого вала авторами [4,5] запропоновані додаткові пристрої. Такі технічні рішення є оригінальними, але мають недоліки, які перешкоджають впровадженню в виробництво. Вирішити цю задачу доцільно за рахунок запропонованого нового способу управління кутовою швидкістю обертання вала приводу впускного клапана.

3. Реалізація методу нерівномірного обертання розподільчого вала

При реалізації способу обертання передається від колінчастого вала до вала приводу впускного клапана, і на частині режимів роботи двигуна в межах кожного робочого циклу плавно та згідно із заданим періодичним законом змінюють миттєві передавальні відношення між цими валами. За рахунок цього вал приводу впускного клапана обертають нерівномірно, встановлюючи на періоді кута запізнення закриття впускного клапана фази впуску оптимальні значення кутової швидкості і вагового наповнення циліндрів горючою сумішшю або повітрям, для чого виконують зсув фаз періодичних законів нерівномірного обертання.

Запропонований спосіб здійснюється таким чином. Вал приводу впускного клапана обертають нерівномірно і забезпечують необхідний закон зміни миттєвого передавального відношення $j(\varphi_2)$,

$$j(\varphi_2) = \omega_2 \cdot (\varphi_2) / \omega_1 \quad (3.1)$$

де φ_2 – поточне значення кута повороту вала приводу впускного клапана;

ω_1 – кутова швидкість обертання колінчастого вала двигуна внутрішнього згоряння;

ω_2 – кутова швидкість обертання вала приводу впускного клапана.

На рисунку 2 зображено криву, що пояснює характер зміни передавальних відношень між валом приводу впускного клапана і колінчастим валом двигуна внутрішнього згоряння з рівномірним чергуванням моментів початку подачі горючої суміші або повітря в циліндри. Період повторення закону зміни миттєвих передавальних відношень між колінчастим валом і приводом впускного клапана підтримують рівним мінімальному періоду чергування проміжків часу між послідовними моментами початку подачі горючої суміші або повітря в циліндри.

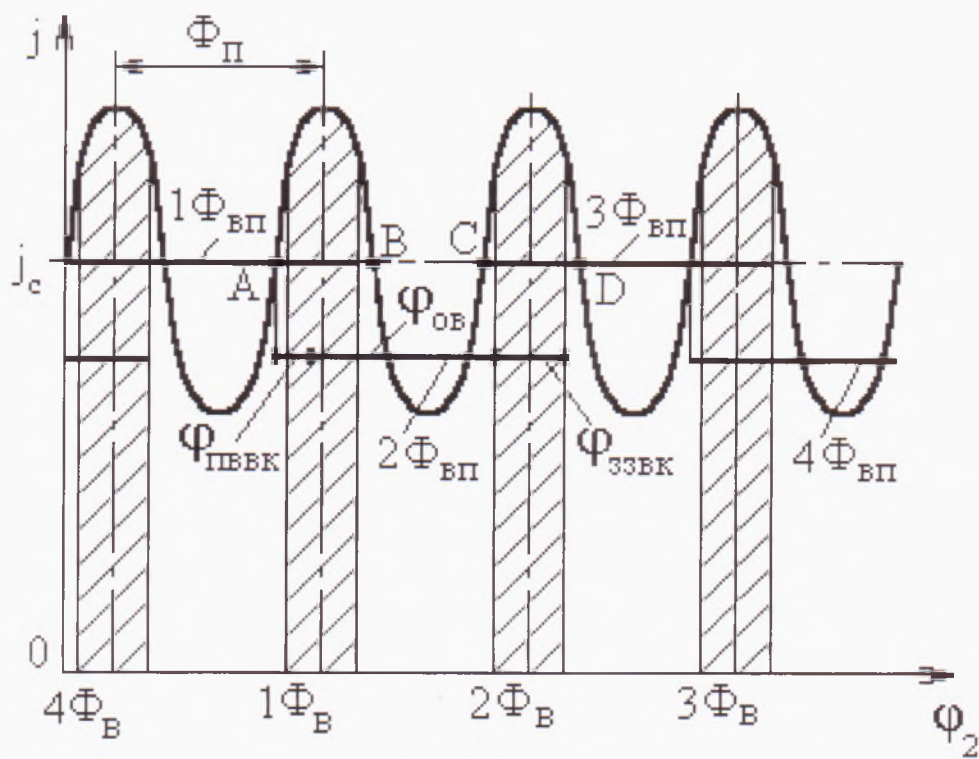


Рисунок 2. Характер зміни передавальних відношень для чотирьохтактного двигуна з рівномірним чергуванням фаз впуску

Період повторення закону зміни миттєвих передавальних відношень між колінчастим валом двигуна і приводом впускного клапана підтримують рівним мінімальному періоду чергування проміжків часу між послідовними моментами початку подачі горючої суміші або повітря в циліндри.

На рисунках 1-4, використані наступні позначення:

$\Phi_{\text{п}}$ – мінімальний період зміни кутової швидкості обертання вала приводу впускного клапана, тобто функції $\omega_2(\varphi_2)$;

$\Phi_{\text{в}}$ – кут повороту вала приводу впускного клапана за мінімальний період чергування проміжків часу між послідовними моментами початку подачі горючої суміші або повітря в циліндри;

$\Phi_{\text{вп}}$ – тривалість фази впуску горючої суміші або повітря в циліндр двигуна внутрішнього згорання;

$\varphi_{\text{пввк}}$ – кут попереднього відкриття впускного клапана;

$\varphi_{\text{ов}}$ – тривалість основного впуску;

$\varphi_{\text{ззвк}}$ – кут запізнення закриття впускного клапана.

Заштриховані області відповідають тривалості $\varphi_{\text{ззвк}}$ кута запізнення закриття впускного клапана фази впуску горючої суміші або повітря в циліндри багаточиліндрових двигунів внутрішнього згорання. Сусідні області на цих фігурах відповідають роботі клапанів різних циліндрів.

На кожному режимі роботи двигуна закон зміни миттєвого передавального відношення $j(\varphi_2)$ встановлюють ідентичним для всіх періодів фази впуску. Це в порівнянні з іншим рішенням, що допускається в рамках запропонованого способу, підвищує ідентичність в протіканні процесів вагового наповнення горючою сумішшю або повітрям в різні циліндри двигуна. Значення передавального відношення для штрихованої ділянки

фази впуску підтримують вище їх середнього значення j_c за період Φ_{π} зміни кутової швидкості $\omega_2(\varphi)$, що забезпечує необхідну інтенсифікацію процесу вагового наповнення циліндрів у всьому швидкісному діапазоні двигуна внутрішнього згорання. Для підвищення технічного рівня газорозподільного механізму деяких двигунів на ряді режимів замість інтенсифікації процесу вагового наповнення необхідно знижувати інтенсивність цього процесу. Тоді на цих режимах використовують інші закони зміни передавального відношення $j(\varphi_2)$, для яких в період фази впуску виконується протилежна умова

$$j(\varphi_2) < j_c, \quad (3.2)$$

що оптимізує для цього випадку значення кутової швидкості обертання вала приводу впускного клапана. У паузах між тривалостями $\varphi_{ззвк}$ кута запізнення закриття впускного клапана фази впуску закон передавального відношення $j(\varphi_2)$ може бути встановлений однаковим (у цьому разі величини Φ_{ν} і Φ_{π} рівні, рисунок 1) або різним (в цьому випадку величина Φ_{π} кратна величині Φ_{ν} , рисунок 2). Тривалість фази впуску дорівнює

$$\Phi_{\text{вп}} = \varphi_{\text{пввк}} + \varphi_{\text{об}} + \varphi_{\text{ззвк}} \quad (3.3)$$

Кількість періодів коливань нерівномірного обертання розподільного вала за повний цикл колінчастого вала може бути задано за кількістю циліндрів двигуна. Для прикладу на рисунку 1 показано реалізацію нового способу для чотирьохциліндрового двигуна. Якщо розмістити початок фази впуску і початок заданих коливань розподільного вала в спільній точці А, то повний період коливань вала здійсниться від точки А до точки С і буде належати до

кута $\varphi_{\text{пввк}} + \varphi_{\text{ов}}$ попереднього відкриття впускного клапана і основного впуску. Половина послідуочого періоду коливань розподільного валу від точки С до D припадає на кут запізнення закриття впускного клапана $\varphi_{\text{ззвк}}$. Оскільки, на цій ділянці кутова швидкість нерівномірного обертання розподільного валу більша за середню швидкість, то і величина $\varphi_{\text{ззвк}}$ буде зменшуватись.

На рисунку 3 зображено криву, що пояснює характер зміни цього передавального відношення.

На рисунку 4 показані криві $\omega^{\text{max}}(\varphi_2)$, $\omega^{\text{I}}(\varphi_2)$, $\omega^{\text{II}}(\varphi_2)$, що пояснюють характер зміни кутової швидкості обертання валу приводу впускного клапана для максимального режиму роботи двигуна внутрішнього згорання (ω_2^{max}) і двох швидкісних режимів (ω_2^{I} і ω_2^{II}) зі знизженими значеннями частоти обертання його валу ($\omega_2^{\text{max}} > \omega_2^{\text{I}} > \omega_2^{\text{II}}$).

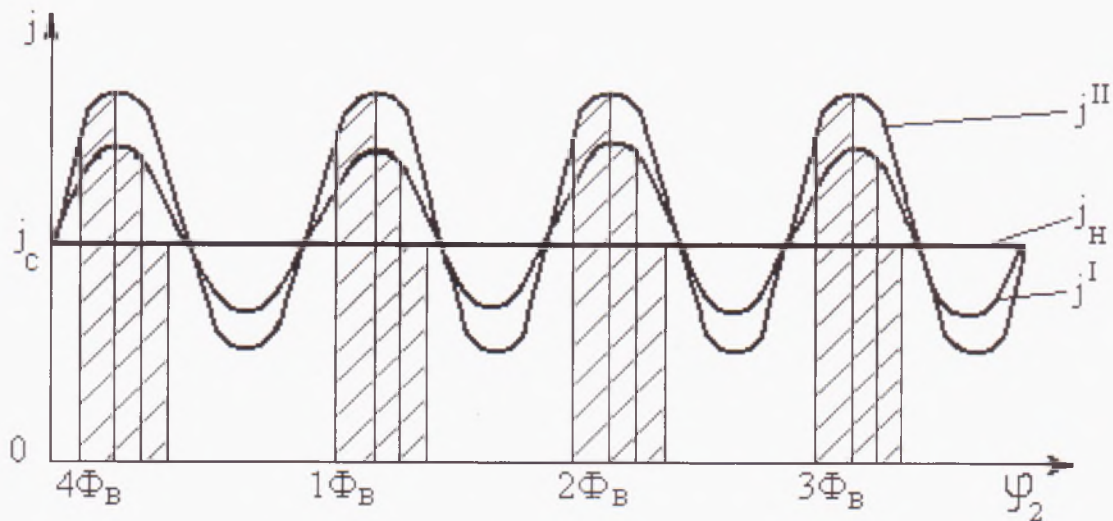


Рисунок 3. Характер зміни кута запізнення закриття впускного клапана в залежності від передавального відношення

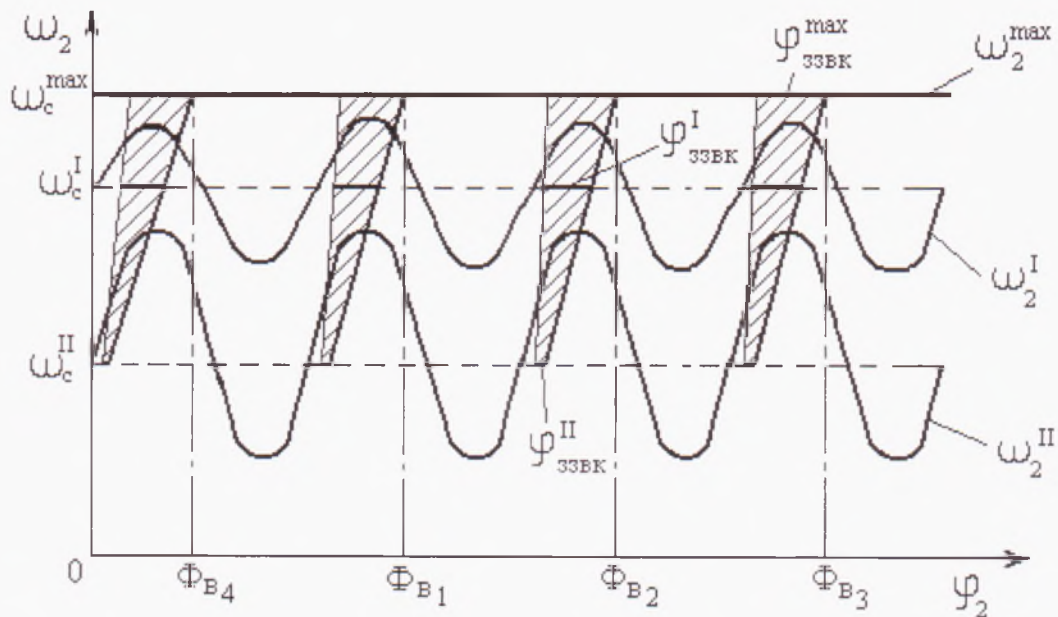


Рисунок 4. Характер зміни кутової швидкості обертання вала приводу впускного клапана, в залежності від частоти обертання колінчастого вала двигуна і відповідні кути запізнення закриття впускного клапана

Пунктирними лініями на цьому рисунку показані середні значення кутових швидкостей ω_2 .

Закони передавального відношення $j^{\max}(\varphi_2)$, $j^I(\varphi_2)$, $j^{II}(\varphi_2)$, що відповідають цим кутовим швидкостям, показані на рисунку 3. При реалізації такого способу на частині режимів роботи з високою частотою обертання вала двигуна (включно і максимальний режим) вал приводу впускного клапана буде обертатись рівномірно з кутовою швидкістю ω_2 , пропорційною кутовій швидкості ω_1 обертання колінчастого вала:

$$\omega_2 = j_c \omega_1, \quad (3.4)$$

а на інших режимах – нерівномірно,

$$\omega_2 = j(\varphi_2) \omega_1. \quad (3.5)$$

Причому, нерівномірність цього обертання по мірі зменшення обертів колінчастого вала двигуна внутрішнього згорання збільшується, або

залишається незмінною. Реалізувати цей метод можливо за допомогою пристроїв [6]

4. Керований привод розподільного вала двигуна

Для управління нерівномірним обертанням вала приводу впускного клапана на часткових режимах роботи двигуна пропонується застосувати важільно- кулачковий перетворювач кутових швидкостей обертання валів. Принципова кінематична схема важільно-кулачкового механізму показана на рис. 5.

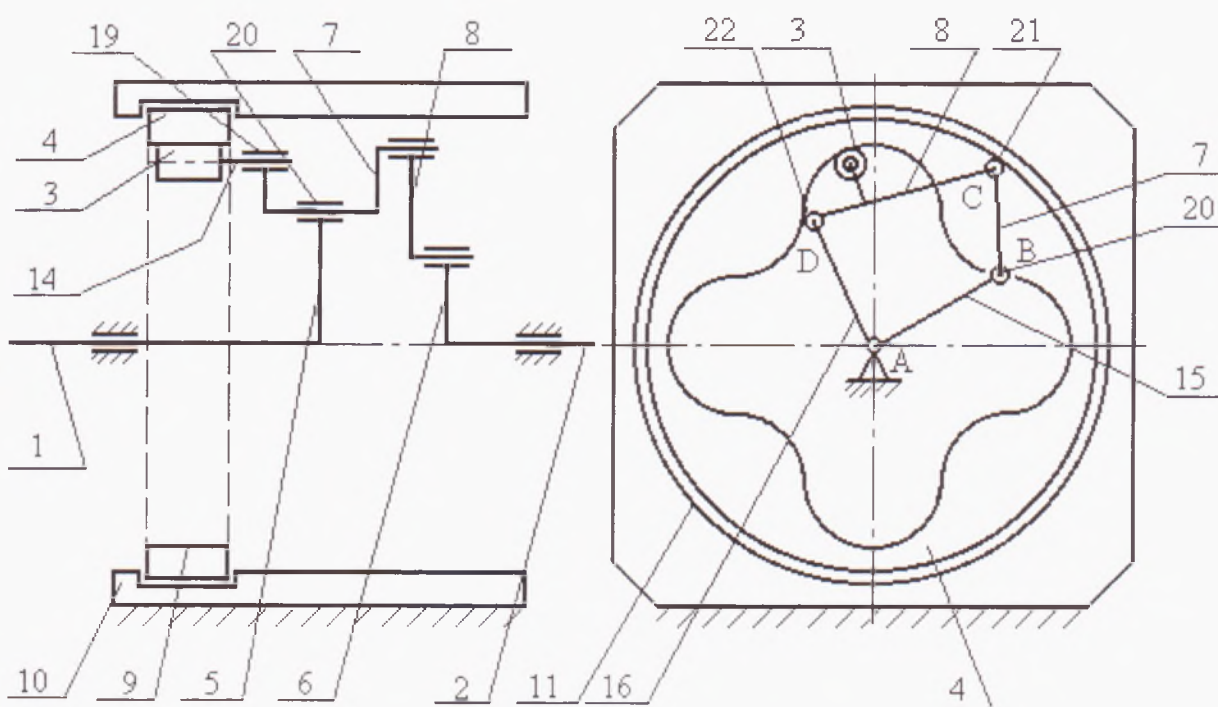


Рисунок 5. Принципова кінематична схема важільно-кулачкового механізму.

Літерами А, В, С, D позначені осі циліндричних шарнірів, що з'єднують ланки шарнірно-важільного ланцюга. Точка А розташована на загальній осі вхідного 1 і вихідного 2 валів перетворювача. При коченні ролика 3 по внутрішньому профілю кулачкової шайби 4 змінюється кут $\angle BAD$ між ведучим 5 і веденим 6 кривошипами, в результаті чого на одних ділянках

профілю ведений кривошип обгоняє ведомий, а на інших - відстає. Миттєве передавальне відношення j для кутових швидкостей ω_2, ω_1 валів 2 і 1 залежить від форми профілю, тому якщо виконати профіль повторюваним з періодом $\Phi_n=360^\circ/K$, де K – ціле число, то такий же період буде мати закон зміни передавального відношення j . Для кулачкової шайби, показаної на рис. 5, $\Phi_n=90^\circ$. Схема, наведена на рис. 5, не розкриває механізм кінематичного замикання вищої пари. Тому в запропонованому механізмі була розроблена схема кінематичного замикання, показана на рис. 6.

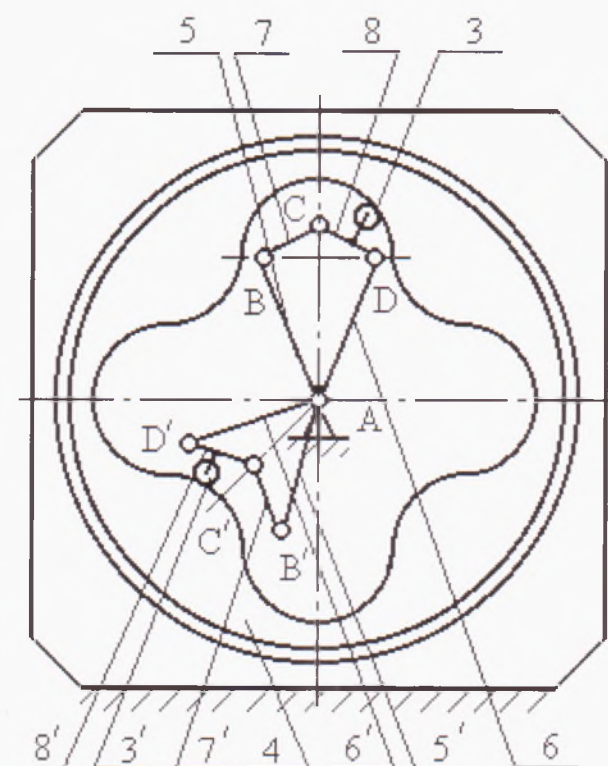


Рисунок 6. Схема кінематичного замикання важільно-кулачкового механізму.

Для вирішення зазначеної задачі перетворювач кутових швидкостей забезпечується додатковим важільно-кулачковим механізмом, ідентичним першому. Кривошипи 5,6,5',6' і шатуни 7,8,7',8' цих механізмів утворюють в площині шарнірно-важільних ланцюгів опуклий A, B, C, D і неопуклий A',B',C',D' чотирикутники з однаковими кутами BAC і B'A'D' між ведучим і веденим кривошипами. Ролики 3 і 3' першого і другого механізмів

контактують з одним робочим профілем загальної кулачкової шайби 4. Кут між ведучими кривошипами 5 і 5' (а також кут між веденими кривошипами 6 і 6') цих механізмів кратний половині кута Φ_n періодичного повторення форми профілю кулачковою шайби 4 (на рис. 6 кут Φ_n дорівнює 90° , а кут між ведучими (веденими) кривошипами - 135°). При роботі такого пристрою ролики 3 і 3' котяться по загальному профілю кулачкової шайби, а чотирикутники ABCD і A'B'C'D' поперемінно стають опуклими і неопуклими. У тому механізмі, шарнірно-важільний ланцюг якого опуклий (на рис. 6 - ланцюг ABCD), ролик 3, впираючись в профіль, перешкоджає зменшенню кута між ведучим і веденим кривошипами, при цьому ролик іншого механізму (на рис. 6 - ролик 3'), впираючись в той же профіль, перешкоджає збільшенню кута між ведучим і веденим кривошипами. Оскільки ведучі кривошипи 5, 5' і ведені кривошипи 6, 6' жорстко пов'язані між собою, така схема забезпечує безвідривно роботу профілю кулачка і роликів.

У такому пристрої кривошипи 5 і 6 зближуються при видаленні шарніра С від прямої BD як в сторону точки А, так і в протилежну від неї сторону. Тому в даному випадку період Φ_2 зміни кутової швидкості ω_2 обертання веденого вала 2 (рис. 5) становить лише половину від кута Φ_n періодичного повторення форми профілю кулачкової шайби, а кут між кривошипами 5 і 5', кратний цієї половині кута Φ_n (тобто кратний куту Φ_2). Зокрема це означає, що профілем кулачковою шайби з чотирма виступами, представленою на рис. 6, відповідає значення кута $\Phi_2 = 45^\circ$, і перетворювач з такою кулачковою шайбою повинен використовуватися в приводі розподільчого вала з 8-ма впускними кулачками. На рис. 7 показані форми профілів кулачкових шайб, використовуваних в приводі 6-ти, 4-р'юх та 2-ох - циліндрових двигунах для впускних кулачків розподільчих валів.

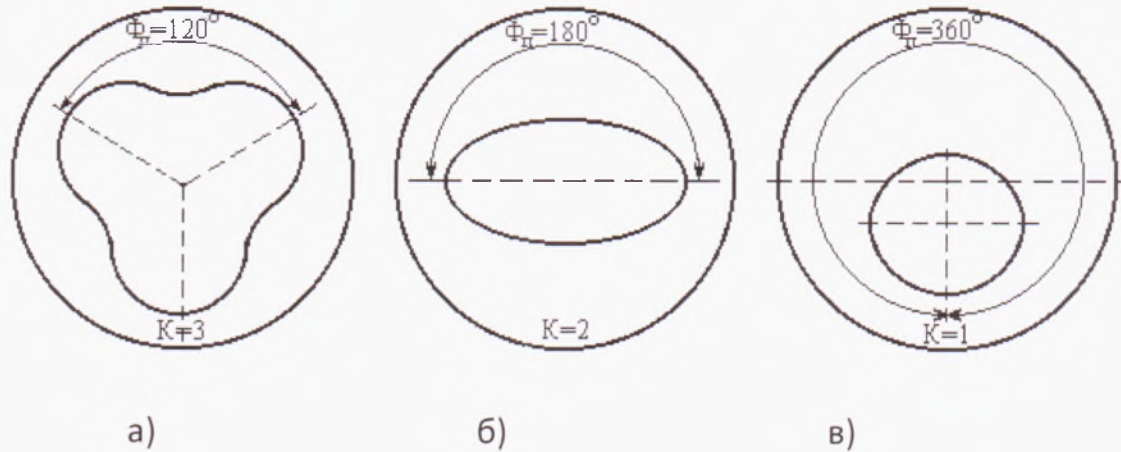


Рисунок 7. Форми внутрішнього профілю кулачкових шайб для:
 а) шестициліндрових; б) чотирьохциліндрових; в) двоциліндрових двигунів.

Зауважимо, що при використанні такої схеми кінематичного замикання чотирьохтактний двигун зобов'язаний мати рівномірне чергування спалахів палива в циліндрах.

4.1 Кінематичний розрахунок здвоєного важільно-кулачкового механізму

Проведемо кінематичний розрахунок здвоєного важільно-кулачкового механізму. На рис. 8 представлена кінематична схема здвоєного важільно-кулачкового механізму, в якому осі роликів 13 і 25 вставлені в гнізда 19 на ведучих шатунах 17, 30 перетворювача 45. На ведених шатунах 18, 31 перетворювача 46 циліндричні отвори 85 розташовані на однаковій відстані від геометричної осі 8 кулачкових шайб 7. Кулачкові шайби 7 виконані з внутрішніми профілями 9. Шарнірно-важільні ланцюги зібрані так, що ведені кривошипи повернуті по відношенню до ведучих кривошипів в напрямку їх обертання. Кулачкові шайби 7 вставлені в гнізда 11 з протилежним орієнтуванням профілів 9.

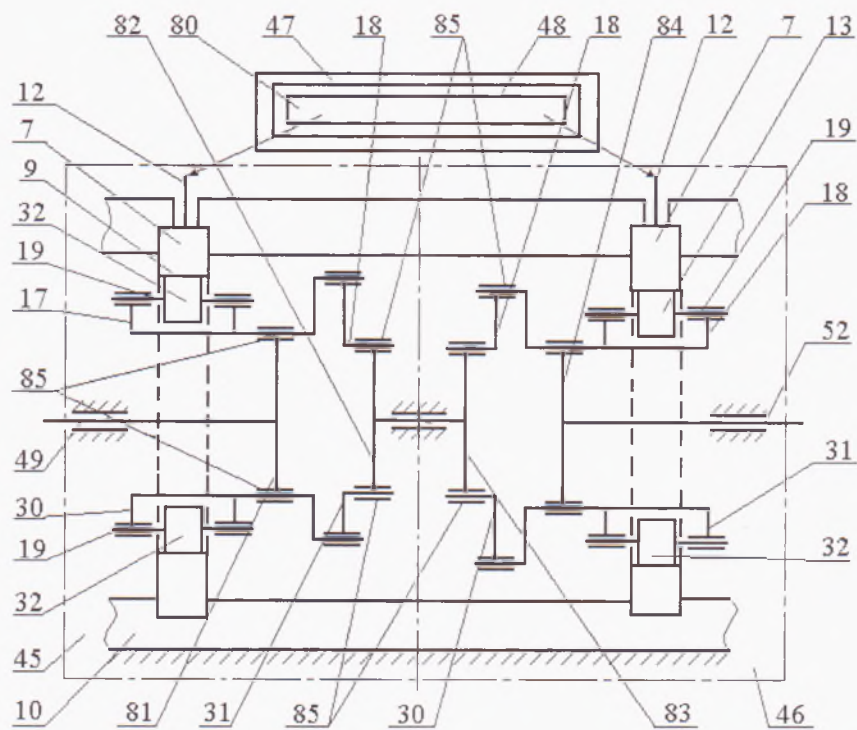


Рисунок 8. Кінематична схема зведеного ВКМ.

Зазначена сукупність ознак забезпечує виконання умови ідентичності законів передавальних відносин $j_{45}(\varphi)$, $j_{46}(\varphi)$. Крім того, при роботі такого варіанту пристрою максимальний робочий момент, відповідний максимальній силі тиску від клапана на впускний кулачок, передається через шарнірно-важільні ланцюга у вигляді стискаючого, а не розтягуючого зусилля (провідні ланки "штовхають" ведені ланки). При цьому зазначені навантаження сприймають тільки ті ланцюги, які в цей момент мають конфігурацію опуклого чотирикутника (на рис. 6 ланцюг ABCD, а не ланцюг AB'C'D'). Це знижує величину реакцій в шарнірах механізму і максимальне значення контактних напружень на профілі 9 кулачковою шайби 7, що підвищує його надійність і довговічність. Структурна схема приводу, з використанням важільно-кулачкові механізми описаної конструкції, наведена на рис. 9. Між приводом від колінчастого вала 9 двигуна і валом 10 розподільним послідовно встановлені два ідентичних перетворювача кутових швидкостей 11 і 12, схема яких була показана на рис. 5 і 6. У цьому пристрої ступінь

нерівномірності обертання розподільного валу двигуна регулюється автоматичним регулятором 13, який повертає кулачкові шайби перетворювачів 11 і 12 на певні кути δ_1 і δ_2 , фіксуючи їх в кожному новому положенні за допомогою спеціальних самогальмуючих фіксаторів 14, 15. Поворот кулачкових шайб змінює фази передавальних функцій.

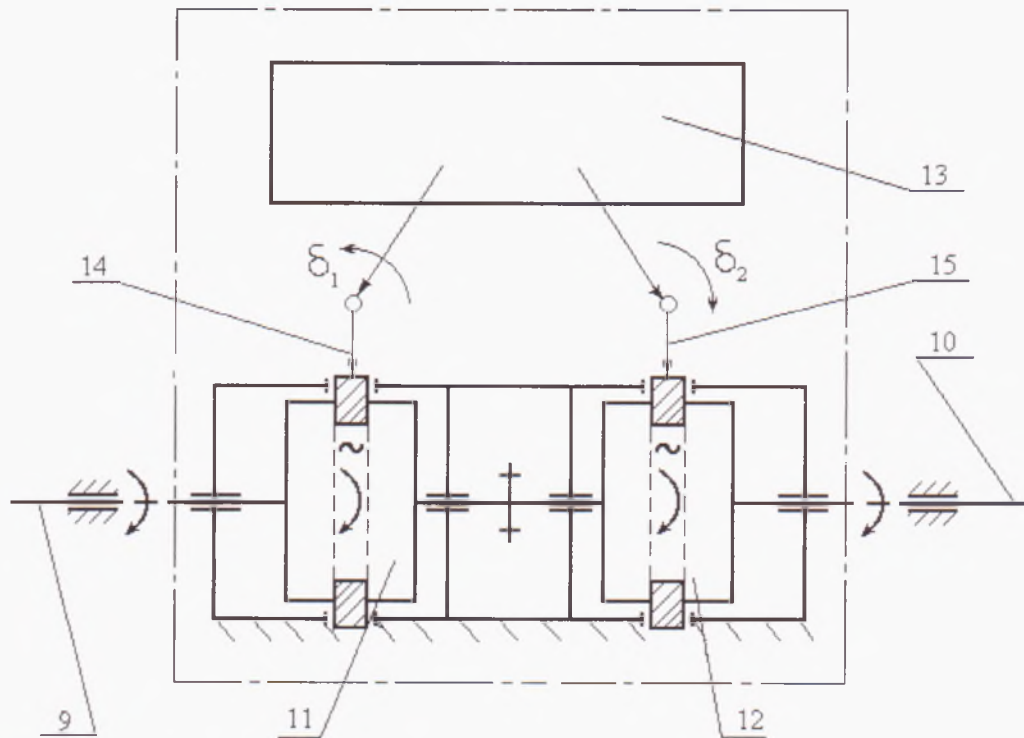


Рисунок 9. Структурна схема здвоєного механізму, для кінематичного розрахунку.

Закон зміни передатного відношення j від колінчатого валу і розподільним валом (валом привода впускного клапана) 10 двигуна, без урахування передатного відношення пари розподільних шестерень, визначається наступними залежностями:

$$j = 1 + 2R_0^2 + 2R_0(1 + R_0^2)^{0.5} \sin[2K(\varphi_{10} - \beta_1)] \quad (4.1)$$

або

$$j = [1 + 2R_0^2 + 2R_0(1 + R_0^2)^{0.5} \sin[2K(\varphi_9 - \beta_2)]]^{-1} \quad (4.2)$$

де R_0 – параметр нерівномірності, $R_0 = 0.5(A_0^{-1} - A_0) \sin(K\delta)$;

δ – відносний поворот кулачкових шайб, $\delta = \delta_2 - \delta_1$;

β_1, β_2 – фази синусоїд, $\beta_1 = \beta - 0.5\Delta$, $\beta_2 = -\beta - 0.5\Delta$,

$$\beta = (0,5 / K) \cdot \arctg[0.5(A_0 + A_0^{-1})] \cdot \tg(K\delta) - 0.5\delta \quad (4.3)$$

Δ – односторонній поворот кулачкових шайб, $\Delta = \delta_1 + \delta_2$;

φ_9, φ_{10} – поточні значення кутів повороту валів 9 і 10.

$$A_0 = \cos\alpha$$

Відносний зсув θ_0 валів 9 і 10, розрахований в момент максимуму передатного відношення j , тепер, як це слідує із формул (4.1) - (4.3), визначається залежністю:

$$\theta_0 = [\arctg(0.5(A_0 + A_0^{-1})\tg(K\delta)) - K\delta] / K \quad (4.4)$$

Використана у формулі (4) функція

$$f(\varphi) = \arctg(Z \cdot \tg\varphi) - \varphi \quad (4.5)$$

на проміжку кутів $\varphi \in [0; \pi/2]$ не від'ємна (при $Z > 1$), дорівнює нулю на його кінцях и приймає максимальне значення

$$f_{\max} = \arctg(Z - 1) / (2\sqrt{Z}) \quad (4.6)$$

Аналіз отриманих залежностей для характерних значень параметрів $A_0=1.3\dots 1.5$, $Z=0.5(A_0+A_0^{-1})$, $K=2\dots 4$, що входять в них показав, що в цьому пристрої, зміна кута δ не призводить до значного переміщення за шкалами кутів φ_9 і φ_{10} ділянок максимальних значень передавального відношення j ; не відбувається й істотної зміни кута θ випередження вала 10 отже і $\varphi_{\text{пвк}}$ – кута попереднього відкриття впускного клапана. При роботі нового приводу величина δ відносного зсуву кулачкових шайб визначає форму закону зміни передавального відношення $j(\varphi_{10})$. Якщо $\delta=0$, то виконується тотожність $j(\varphi_{10})\equiv 1$, і вал приводу впускного клапана обертається рівномірно. При зростанні величини δ від нуля до граничного значення $180^\circ/(2K)$ ступінь нерівномірності монотонно збільшується, а максимальне значення j_{max} передавального відношення j змінюється відповідно до формули

$$j_{\text{max}} = 1 + R_0^2 + 2R_0(1 + R_0^2)^{0.5} \quad (4.7)$$

Графік цієї функції, а також форми отриманих законів зміни передавального відношення $j(\varphi_{10})$, наведені на рисунку 10.

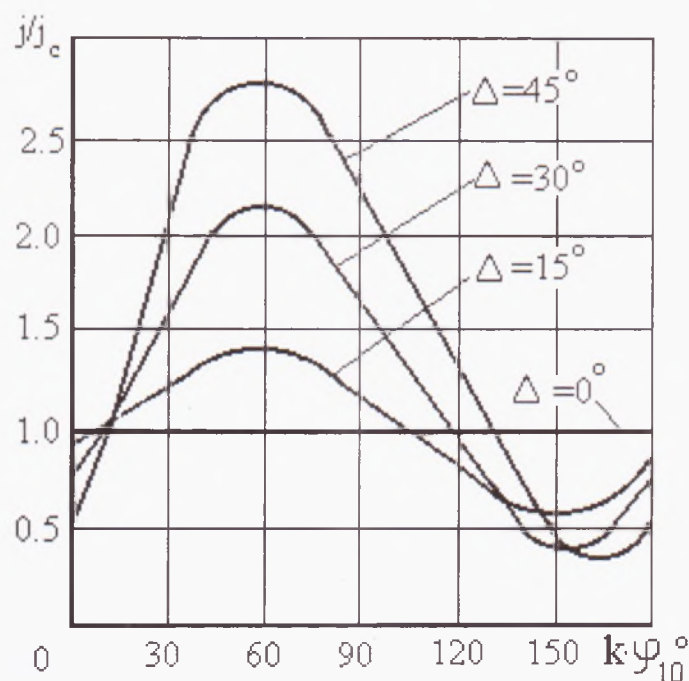


Рисунок 10. Кинематичні характеристики ВКП.

Оскільки залежності R_0 і θ_0 від δ при значеннях $K\delta \geq \pi/4$ стають істотно нелінійними, інтервал зміни регулювального кута δ рекомендується зменшити в два рази.

Величина Δ одностороннього зсуву кулачкових шайб не впливає на ступінь нерівномірності обертання вала приводу впускного клапана і форму законів $j(\varphi_9)$, $j(\varphi_{10})$ зміни передавального відношення. Варіювання цією величиною призводить до узгодженої зміни фаз функцій $j(\varphi_9)$ і $j(\varphi_{10})$, що використовується в цьому пристрої для отримання необхідної залежності θ , а отже кута попереднього відкриття впускного клапана від частоти n_d обертання колінчатого вала двигуна.

За запропонованою методикою розрахунку та отриманими даними розроблена конструктивна схема регульованого важільно-кулачкового приводу розподільного вала (рис. 11).

На конструктивній схемі використані такі позначення:

1 - вал вхідний; 2 - вал вихідний; 3 - корпус лівий; 4 - корпус правий; 5 - диск проміжний; 6 - кришка корпусу; 7, 8 - кулачок; 9, 11 - коромисло ведуче; 10 - коромисло ведоме; 12, 25 - підшипник по ГОСТ 8338 - 72; 13, 14 - підшипник по ГОСТ 831 - 75; 15, 16 - ущільнення манжетне ГОСТ 8752 - 70; 17, 18 - кришка підшипника; 19 - вісь ролика; 20 - втулка ролика; 21 - ролик; 22 - диск вала вхідного; 23 - кільце корпусу центруюче; 24 - штифт по ГОСТ 3128 - 70; 26 - вал - шестерня - черв'як; 27, 28 - болт ГОСТ 7805 - 70; 29, 30 - набір прокладок; 31 - диск вала вихідного.

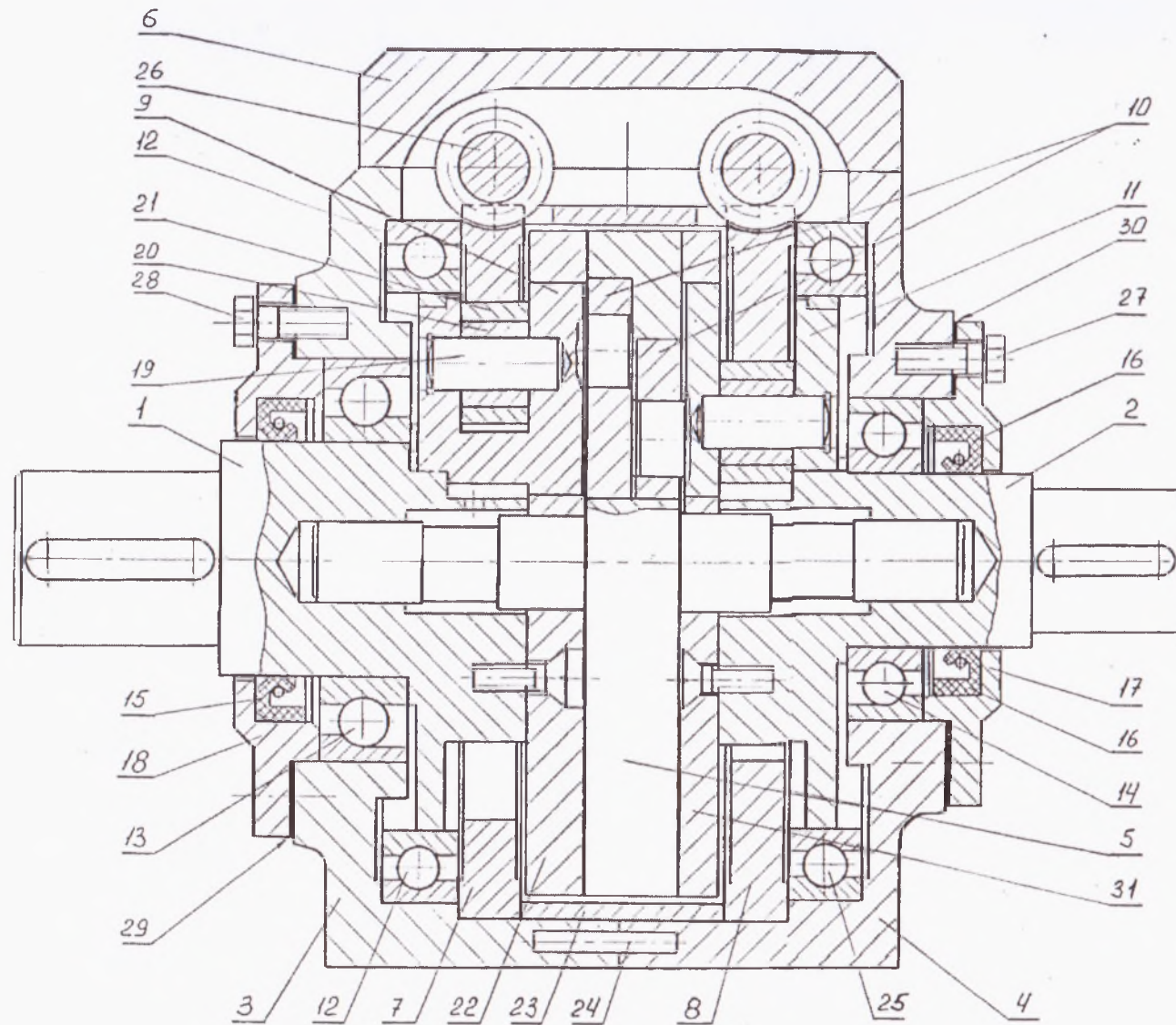


Рисунок 11. Конструктивна схема керованого привода розподільчого вала двигуна на основі важільно-кулачкових механізмів

Висновки. Застосування запропонованого способу управління кутовою швидкістю обертання вала приводу впускного клапана і важільно-кулачкового керованого приводу в двигунах внутрішнього згоряння надає можливість: здійснити безступінчасте управління кутом запізнення закриття впускного клапана на працюючому двигуні; забезпечити оптимальне вагове наповнення циліндрів горючою сумішшю або повітрям в залежності від режиму роботи чотирьохтактного двигуна.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Григорьев А.Л., Король С.А. Испытания топливного насоса автомобильного дизеля с неравномерно вращающимся кулачковым валом // Вестник Национального технического университета "Харьковский политехнический институт". – Харьков: НТУ "ХПИ", 2001. – Вып. 7. – С. 46-55.
2. А.В. Грицюк, Н.А. Шевченко, П.Я. Перерва, М.Н. Лылка. Выбор фаз газораспределения быстроходного четырехтактного дизеля типа 4ДТНА.// Двигатели внутреннего сгорания. – Харьков: НТУ «ХПИ».–2005 - № 2– С. 9-12.
3. И.М. Ленин, А.В. Костров, О.М. Малашкин, и др./ Автомобильные и тракторные двигатели. Ч.1. М, «Высшая школа» – 1976, – 368 с.
4. А.С. 620643 СССР, МКИ F 01L 1/12. Распределительный механизм/ Петриашвили Б.Д., Жгенти Р.А.; Заявл. 23.03.76. – Оpubл. 25.08.78. – Бюл.№31.
5. Патент 2046963 России, МКИ F 01L 1/12. Привод распределительного вала двигателя внутреннего сгорания/ Лаптев В.Д.; Заявл. 25.08.93. – Оpubл. 07.10.95. – Бюл.№36.
6. С. А. Король, Н. Н. Мороз, А. А. Бугайов, Е. Р. Кантемирова. Привод вала топливного насоса // Вісник Кременчуцького національного університету. Вип. 6/2019 – С.46-48.