Зміст

Вступ 3

1.дКінематичне і силове дослідження механізму 4

1.1 Вихідні данн 4

1.2 Структурний аналіз механізму 5

1.3 Побудова положень механізму 6

1.4 Визначаємо швидкість точок і кутову швидкість ланок 6

1.5 Визначення прискорення точок та кутове прискорення ланок 8

**1.6** Силовий розрахун**ок** 11

2.дВизначення осьового моменту інерції маховика 18

2.1 Вихідні данні 18

2.2 Визначення сили Q 18

2.3 Визначення привідного моменту 19

2.4 Побудова графіків Мпр=ƒ(φ), AQ= ƒ(φ), Ap= ƒ(φ), ΔE= ƒ(φ) 19

2.5 Побудова графіка Jпр=ƒ(φ) 20

2.6 Побудова діаграми енергомас 22

3. Проектування профілю кулачкового механізму 23

3.1 Вихідні данні 23

3.2 Визначення закону руху штовхача 23

3.3 Знаходження мінімального радіуса кулачка 25

3.4 Проектування профілю кулачка 27

4. Проектування зубчатого зачеплення 29

4.1 Вихідніданні 29

4.3 Проектування зачеплення 31

4.4 Визначаємо величини параметрів якості 33

4.5 Проектування планетарної передачі 33

*4.5.1 Вихідні данні 33*

*4.5.2 Розрахунок параметрів планетарної передачі 34*

*4.5.3 Побудова планів лінійних і кутових швидкостей 35*

5. Використана література 37

# Вступ

## Розвиток сучасної науки та техніки нерозривно зв’язан з бідуванням нових машин, підвищуванням продуктивності та полегшуванням праці людей, а також забезпечують засоби дослідження законів природи та життя людини.

З розвитком сучасної науки та техніки все ширше використовуються системи машин автоматичної дії. Сукупність машин-автоматів, з’єднаних між собою та призначених для здійснення певного технологічного процесу називається автоматичною лінією.

В теорії механізмів вивчаються загальні методи дослідження властивостей механізмів та проектування їх схеми незалежно від конкретного призначення машини, приладу та апарата.

В теорії машин розглядаються загальні методи проектування машин. Обидві частини теорії механізмів і машин невід’ємно зв’язані між собою, так як механізми складають основу майже кожної машини.

При вивченні загальних властивостей механізмів необхідно виділити найбільш суттєві загальні ознаки механізмів, відвертаючись від приватних ознак, належних конкретному механізму. Наприклад, при вивченні кінематичних властивостей механізмів достатнього мати його схему, складаючу відомості, необхідні для визначення кінематичних характеристик : переміщення, швидкості, прискорення.

Задачі теорії машин та механізмів дуже різноманітні, але важливості з них можна розподілити по трьом розділам:

* аналіз механізмів;
* синтез механізмів;
* теорія машин-автоматів.

Аналіз механізмів становить дослідження кінематичних і динамічних властивостей механізму по заданій схемі, а синтез механізму в проектуванні схеми механізму по заданим його властивостям

**1.дКінематичне і силове дослідження механізму.**

# Вихідні данні.

# Транспортер (мал. 1)

## **Таблиця №1**

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| **Довжина ланок** | **ω1** | Маса ланок |
| **О1А** | **О2В** | **ВС** | **О1А** | **пол.А** | **ВА** | **ВС** | **пол.С** |
| **мм** | **мм** | **мм** | **1/с** | **кг** | **кг** | **кг** | **кг** | **кг** |
| 45 | 50 | 160 | 80 | 0,22 | 0,21 | 0,42 | 0,85 | 1,3 |

 **ω1**

 **А**

 **О1**

 **Y1**

 **Y2**

 **О2**

 **Q5**

 C

 **В**

**мал. 1).**

 **1 2**

 **3**

 **6**

 5

 **5 6**

 **4**

**мал. 2).**

# Структурний аналіз механізму.

#### Виконуємо аналіз кінематичного ланцюгу (мал. 2):

1-6 – обертальна кінематична пара 5-го класу;

1-2 - обертальна кінематична пара 5-го класу;

3-6 - обертальна кінематична пара 5-го класу;

3-4 - обертальна кінематична пара 5-го класу;

4-5 - обертальна кінематична пара 5-го класу;

2-3 - поступальна кінематична пара 5-го класу;

5-4 - поступальна кінематична пара 5-го клас.

Проаналізуємо кінематичні ланки (мал. 2):

1 – кривошип;

2 – куліса;

3 – коромисло;

4 – шатун;

5 – повзун;

6 – стояк.

Визначаємо рухомість механізму (мал.1) за формулою Чебишева:



де: n - кількість ланок;

 Р5 – кількість кінематичних пар 5-го класу;

 Р4 – кількість кінематичних пар 4-го класу.

Визначаємо клас механізму, який дорівнює найвищому класу групи Ассура входячої до складу механізму.

 **5**

 **4 діада 2-го класу**

 **2-го виду**

 **2**

 **діада 2-го класу**

 **2-го виду**

 **3**

 **1 механізм 1-го класу**

 **(мал. 3)**

Висновок: даний механізм згідно проведеного аналізу відноситься до механізму 2-го класу з рухомістю рівній одиниці. Це означає те, що нам достатньо виконати ведучою лише одну ланку.

**1.3 Побудова положень механізму.**

На кресленні № 1 довільно вибираємо точку О1 . За розмірами відкладаємо точку О2 . Навколо точки О1 проводимо коло радіусом О1А. З точки О2 проводимо дугу радіуса О2В. До кола О1А з дуги, через точку О2 проведемо дотичні, і добудуємо інші точки і ланки методом насічок. Ці положення і є крайніми положеннями механізму. Кожен із отриманих двох кутів поділимо на чотири рівні кути. І добудуємо інші положення механізму методом насічок. Ми отримаємо вісім положень механізму.

**1.4 Визначаємо швидкість точок і кутову швидкість ланок.**

Знайдемо швидкість точок і швидкість ланок для першого положення механізму.

Визначаємо швидкість точки А



На кресленні № 1 довільно вибираємо полюс P і перпендикулярно ланці О1А1 довжиною 50 мм провидимо відрізок, який і є графічним аналогом швидкості.

Визначаємо масштабний коефіцієнт:



Швидкість точки А2 дорівнює швидкості точки А1 , так як куліса 2 і ланка 1 рухається разом.

Визначаємо швидкість точки А3 графічно, враховуючи систему:



де: VA2 ,VO2 – переносні швидкості точки А3 ,

 VA3A2 ,VA3O2 – відносні швидкості точки А3 .

На плані з точки О2 проводимо паралельну до А3О2 , а з полюса P проводимо перпендикулярну до А3О2 . Точка їх перетину і буде точкою О3 . з’єднуємо її з полюсом і отримуємо швидкість точки А3 .

Знаходимо дійсну швидкість точки А3:



Визначаємо швидкість точки В за теоремою подібності (чергування букв, як на механізмові так і на планові повинно співпадати при одному і тому ж напрямку обходу):



Знаходимо дійсну швидкість точки В:



###### Визначаємо швидкість точки С, вирішуючи графічно:



де: VВ – переносні швидкості точки С,

 VСВ – відносні швидкості точки С.

З точки b проводимо перпендикуляр до ланки ВС і на перетині його з горизонталлю, ми отримуємо точку С і з’єднавши її з полюсом ми отримуємо графічний аналог швидкості точки С.

Знаходимо дійсну швидкість точки С:



Кутову швидкість ланки 3 знаходимо, як відношення відповідної відносної швидкості до її довжини:



###### Аналогічно знаходимо кутову швидкість і для ланки 4:



Для інших положень механізму розрахунки ведемо аналогічно, а результати заносимо в таблицю № 2.

##### Таблиця № 2

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  | **0,8** | **1** | **2** | **3** | **4** | **5** | **6** | **7** |
| **VA1=VA2** | **м\с** | 3,6 | 3,6 | 3,6 | 3,6 | 3,6 | 3,6 | 3,6 | 3,6 |
| **VA3=VA3O2** | **м\с** | 0 | 2,88 | 2,988 | 0 | 2,304 | 3,528 | 3,456 | 2,232 |
| **VB** | **м\с** | 0 | 1,44 | 1,584 | 0 | 0,72 | 1,008 | 1,008 | 0,792 |
| **VC** | **м\с** | 0 | 1,368 | 1,584 | 0 | 0,72 | 1,008 | 0,936 | 0,72 |
| **VA3A2** | **м\с** | 3,6 | 2,124 | 2,016 | 3,6 | 2,738 | 1,008 | 1,08 | 2,808 |
| **VCB** | **м\с** | 0 | 0,3168 | 0,288 | 0 | 0,218 | 0,108 | 0,144 | 0,252 |
| **ω3** | **1\с** | 0 | 28,8 | 31,68 | 0 | 14,4 | 20,16 | 20,16 | 15,84 |
| **ω4** | **1\с** | 0 | 1,98 | 1,8 | 0 | 1,35 | 0,675 | 0,9 | 1,575 |

Так як куліса рухається поступально, то ω2 не буде.

1.5 Визначення прискорення точок та кутове прискорення ланок.

Розглянемо прискорення точок та кутове прискорення ланок на прикладі першого положення.

Визначаємо прискорення точки А:



###### На кресленні № 1 довільно вибираємо полюс точку π і проводимо відрізок πα , довжиною 100 мм і паралельно О1А, це і є графічний аналог прискорення точки А.

###### Визначаємо масштабний коефіцієнт:



Прискорення точки А2 дорівнює прискорення точки А1 , так як вони рухаються разом.

Визначаємо прискорення точки А3 графічно вирішуючи систему:



де: αA3A2K – відносне каріолісове прискорення точки А3

 αА3А2τ, αА3О2τ – відносне тангенціальне прискорення точки А3



Перераховуємо в графічний аналог:



Порахуємо відносне нормальне прискорення точки А3:



###### Перераховуємо в графічний аналог:



На плані (креслення №1) з точки α3 відкладаємо перпендикулярно ланці АО2 відрізок α2α3’ і з кінця якого проводимо паралельно до АО2 промінь. З полюса паралельно АО2 відкладаємо відрізок πα3’’, з кінця якого проводимо перпендикуляр до АО2 і на перетині променя проведеного з точки α3’ і з точки α3’’ ми отримуємо точку α3 , з’єднавши її з полюсом ми отримаємо графічний аналог прискорення точки А3.

Знаходимо дійсне прискорення точки А3:



Визначаємо прискорення точки В за теоремою подібності:



Знаходимо дійсне прискорення точки В:



Визначаємо прискорення точки С вирішуючи рівняння графічно:



де: αСВn – відносне нормальне прискорення точки С

 αСВτ – відносне тангенціальне прискорення точки С

Знайдемо відносне нормальне прискорення точки С:



Перерахуємо в графічний аналог:



З точки В відкладаємо відрізок ВС’ паралельно до ланки ВС. З кінця якого проводимо перпендикуляр до перетину з горизонталлю. Точка їх перетину і буде точкою С, з’єднавши її з полюсом ми отримаємо графічний аналог прискорення точки С.

Знайдемо дійсне прискорення точки С:



Кутове прискорення третьої ланки знаходимо як відношення відповідного відносного тангенціального прискорення до його довжини:



Аналогічно розраховуємо кутове прискорення для четвертої ланки



Аналогічно розраховуємо все і для нульового положення механізму.

1.6 Силовий розрахунок.

Силовий розрахунок розглянемо на прикладі першого положення механізму.

Розрахуємо моменти інерції:





де: JS3 , JS4 – осьовий момент інерції.

Розраховуємо сили інерції ланок і ваги:























Визначимо масштабний коефіцієнт:



Перерахуємо сили в графічний аналог













Перерахуємо вагу в графічний аналог:











Вилучаємо з механізму ланку 4-5. Складаємо суму моментів відносно точки В і знаходимо реакцію R65.







Перерахуємо реакцію R65 в графічний аналог:



Складемо векторне рівняння суми всіх сил діючих на ланку 4-5:



Будуємо силовий многокутник, з якого знаходимо реакцію R34:



Знаходимо дійсну реакцію R34:



Вилучаємо з механізму ланку 3.

Складемо суму моментів відносно точки О2 і знайдемо реакцію R23:





Перерахуємо реакцію R23 в графічний аналог:



Складемо векторну суму всіх сил діючих на ланку:



Будуємо силовий многокутник і знаходимо реакцію R63:



Знайдемо дійсне значення реакції R63:



Вилучаємо з механізму ланку 2 і складаємо векторне рівняння:



Будуємо силовий многокутник і знаходимо реакцію R12:



Знайдемо дійсне значення реакції R12:



Вилучаємо з механізму ланку 1

Складаємо суму моментів відносно точки О, і знаходимо зрівноважуючий момент:





###### Складемо векторне рівняння усіх сил діючих на ланку:



Будуємо силовий многокутник і знаходимо реакцію R61:



Знаходимо дійсне значення реакції R61:



1.7 Важіль Жуковського.

Візьмемо план швидкості для першого положення і повернемо його на 90°. Знесемо на нього усі зовнішні сили. Сума моментів відносно полюса дасть нам зрівноважуючий момент.







Розрахуємо похибку між моментом отриманим з силового розрахунку і моментом отриманим з важеля



що задовольняє розрахункам.

**1.8 Графіки.**

На осі ординат відкладаємо переміщення повзуна, а на осі абсцис кут повороту кривошипу.

Визначимо масштабний коефіцієнт



де: Х – відрізок на осі абсцис.



де: С0С3 – відстань між мертвими положеннями;

 Y3 - відстань на осі ординат на графіку, відповідаючи відстані між мертвими положеннями.

Кути повороту отримані при побудові положень механізму, перераховуємо за формулою у довжині



















Перераховуємо переміщення повзуна:

















На графіку на осі абсцис відкладаємо довжини ℓi.. З отриманих точок проводимо промені. На відповідних променях відкладаємо відповідні довжини Si.. З’єднавши отримані точки отримаємо графік переміщень



Графічно диференціюючи цей графік ми отримаємо “аналог швидкостей” в масштабі:



де: Нi – відстань від осі ординат до полюса Р1.

Графічно диференціюючи графік “аналог швидкостей”, ми отримаємо графік “аналог прискорення” в масштабі:



де: Н2 – відстань від осі ординат до полюса Р2.

**2.дВизначення осьового моменту інерції маховика.**

**2.1 Вихідні данні.**

Вихідними даними є данні креслення № 1, крім того додається закон зміни сили Q та коефіцієнт нерівномірності руху δ.

 **Qs**

 **Sc (мал. 4)**

Закон зміни сили Q

Коефіцієнт нерівномірності руху - 

**2.2 Визначення сили Q.**

На кресленні № 1, на вісь переміщення повзуна наносимо закон зміни сили Q і з точок робочого ходу проводимо відрізки. Це є граничні аналоги сил Q для положень робочого ходу, для холостого ходу сили Q приймаємо рівними нулю, так як закон зміни сили Q прямокутник.

Тому:





 **С1 С2 С3 С4 С5 С6 С7 С8**

 **(мал. 5)**

**2.3 Визначення привідного моменту.**

Визначаємо привідний момент сили Q для кожного положення механізму:



де : Vci – швидкість повзуна в i-тому положенні механізму.







**2.4 Побудова графіків Мпр=ƒ(φ), AQ= ƒ(φ), Ap= ƒ(φ), ΔE= ƒ(φ).**

Визначаємо масштабний коефіцієнт



де : Y2 – відстань на осі ординат, відповідна даному приведеному моменту.

Будуємо вісь координат. По осі абсцис відкладаємо кут повороту механізму, та прораховуємо аналогічно як в пункті 1.8. З отриманих точок проводимо промені, на яких відкладаємо приведений момент перерахований в графічний аналог:





З’єднавши отримані точки ми отримуємо графік приведеного моменту від сил Q, МQ= ƒ(φ).

Методом графічного інтегрування графіка приведеного моменту, отримуємо графік робіт сил Q, AQ= ƒ(φ). З’єднавши початок і кінець останнього, отримуємо графік робіт рушійних сил Aр= ƒ(φ). Графічно диференціюючи графік Aр= ƒ(φ), отримуємо графік моментів рушійних сил Мр= ƒ(φ).

Згідно з формулою кінетична енергія дорівнює різниці робіт сил Q і рушійних сил, тобто:



На графіку робіт заміряємо різницю між графіками AQ= ƒ(φ) та Aр= ƒ(φ). Цю різницю наносимо на відповідні промені системи координат. З’єднавши отримані точки отримуємо графік зміни кінетичної енергії ΔE= ƒ(φ).

**2.5 Побудова графіка Jпр=ƒ(φ).**

Проведемо розрахунок для першого положення механізму.

Визначаємо осьовий момент інерції ланок



, так як довжина ℓ3 змінюється, тому для кожного положення його розраховуємо окремо, а результати заносимо в таблицю № 4.



Визначаємо швидкість центрів мас ланок:





Аналогічно швидкість центрів мас ланок рахуємо і для інших положень механізму, результати зараховуємо в таблицю № 3.

**Таблиця №3**

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  | **Од. вимір.** | **Положення механізму** |
| **0,8** | **1** | **2** | **3** | **4** | **5** | **6** | **7** |
| **Vs3** | **м/с** | 0 | 0,72 | 1,44 | 0 | 0,792 | 1,224 | 1,224 | 0,792 |
| **Vs4** | **м/с** | 0 | 0,72 | 1,44 | 0 | 0,72 | 1,008 | 1,008 | 0,72 |

Визначаємо кінетичну енергію механізму:



де: Е1 – кінетична енергія ланки №1;

 Е2 – кінетична енергія ланки №2;

 Е3 – кінетична енергія ланки №3;

 Е4 – кінетична енергія ланки №4;

 Е5 – кінетична енергія ланки №5.













Визначаємо приведений осьовий момент інерції:



Результати розрахунків для інших положень механізму проводимо аналогічно, а результати заносимо в таблицю №4.

**Таблиця №4**

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  | **Од. вимір** | **Положення механізму** |
| **0,8** | **1** | **2** | **3** | **4** | **5** | **6** | **7** |
| **J3** | **кг·м2** | **0,4752** | **0,,4752** | **0,4752** | **0,4752** | **0,4752** | **0,4752** | **0,4752** | **0,4752** |
| **E1** | **Дж** | **1,4256** | **1,4256** | **1,4256** | **1,4256** | **1,4256** | **1,4256** | **1,4256** | **1,4256** |
| **E2** | **Дж** | **0** | **1,34639** | **1,51323** | **0** | **0,74287** | **1,7936** | **1,7936** | **0,876** |
| **E3** | **Дж** | **0** | **0,88483** | **0,88422** | **0** | **0,22197** | **0,43224** | **0,37308** | **0,22257** |
| **E4** | **Дж** | **0** | **1,211096** | **1,630886** | **0** | **0,33696** | **0,66044** | **0,56946** | **0,33696** |
| **E5** | **Дж** | **1,9008** | **5,342626** | **5,929136** | **1,9008** | **3,2026** | **4,78208** | **4,63694** | **1,91073** |
| **Eмех** | **Дж** | **0,000594** | **0,001669** | **0,001853** | **0,000594** | **0,001008** | **0,001496** | **0,001449** | **0,000597** |
| **Jпр** | **кг·м2** | **64** | **180** | **200** | **64** | **109** | **161** | **161** | **64** |
| **(Jпр)гр** | **мм** | **0,004386** | **0,002984** | **0,002984** | **0,004386** | **0,006115** | **0,007278** | **0,007278** | **0,006115** |

Визначаємо масштабний коефіцієнт:



де: Y2 – відстань на осі абсцис відповідаюча даному осьовому моменту.

Перераховуємо усі отримані осьові моменти інерції в графічні аналоги:



Будуємо систему координат. По осі ординат відмічаємо кут повороту механізму, а по осі абсцис на променях проведених з точок кута повороту проводимо графічні аналоги приведеного осьового моменту. З’єднуємо отримані точки і отримуємо графік приведеного моменту Jпр=ƒ(φ).

**2.6 Побудова діаграми енергомас.**

Будуємо вісь координат. До цієї вісі проводимо промені з графіка приведеного осьового моменту Jпр=ƒ(φ) і зміни кінетичної енергії ΔЕ=ƒ(φ). На перетині відповідних променів отримуємо точки з’єднавши які, отримуємо діаграму енергомас (петля Віттенбауера).

**3. Проектування профілю кулачкового механізму.**

**3.1 Вихідні данні.**

Схема кулачкового механізму (мал. 4)

  **ω**

 **мал. 6).**

φп – 90˚ (фаза підьому штовхача);

φс – 30˚ (фаза далекого стояння);

φо - 160˚ (фаза спускання);

ω – 85 1/С  (кутова швидкість);

δ - 35˚ (кут тиску);

h – 30 мм (хід штовхача).

Аналог прискорення  руху штовхача (мал. 7).

 **φ**

 **φп  φс φо**

 **мал. 7).**

**3.2 Визначення закону руху штовхача.**

Будуємо графічний аналог прискорення штовхача . По осі ординат відкладаємо аналог прискорення , а по вісі абсцис кут повороту φ.

Визначаємо масштабний коефіцієнт по вісі абсцис:



де: Х – довільний відрізок вздовж вісі абсцис.

Цей відрізок розбиваємо на три ділянки Хп, Хс та Хо, пропорційно кутам повороту φп, φс, φо. Відрізки Хп та Хо розбиваємо на вісім рівних частин. На відрізку Хп , задаємося амплітудою Yп=95 мм.

Визначаємо амплітуду на відрізку Хn:



Згідно вихідних даних будуємо графічний аналог прискорення .

Визначаємо міжполюсну відстань:



Методом графічного інтегрування графічного аналога прискорень отримуємо графічний аналог швидкості.

 графічний аналог швидкості.

Методом графічного інтегрування графічного аналога швидкості отримуємо графічний аналог переміщень .

Визначаємо масштабний коефіцієнт:



Визначаємо дійсні значення переміщень штовхача:





































де: Sі – переміщення штовхача.

**3.3 Знаходження мінімального радіуса кулачка.**

Будуємо залежність аналога швидкості від переміщення штовхача .

Визначаємо масштабний коефіцієнт:



Перераховуємо дійсне переміщення штовхача в графічний аналог:





































На ординаті відкладаємо переміщення штовхача (графічне), а на осі абсцис відкладаємо відрізки Х, які знаходимо за формулою:





Об’єднуємо отримані точки кривою, через кінці найбільших відрізків проводимо вертикальні лінії, до них проводимо промені під кутом δ дотичними до графіка ƒ(φ)=dS/dφ

Перетин ліній кутів δ є точка О1 і є центром маси кулачка. Відстань О1О є мінімальним радіусом кулачка.



Відстань точки О1 по горизонталі від осі ординат є ексцентриситетом.



**3.4 Проектування профілю кулачка.**

З точки О1 проводимо кола rmin, rmin+іh. На відстані е від точки О1 проводимо вертикаль, на ній відкладаємо відрізки переміщення штовхача. Проводимо вертикаль з точки О1, від якої відкладаємо кути φп,φс,φо, в сторону протилежну ω. Кути φБ і φА ділимо на вісім рівних частин, отримуємо точки 0÷17. З цих точок проводимо промені дотичні до кола радіуса е. З точок 0÷17 відкладених на вертикалі проводимо концентричні кола до перетину з відповідними дотичними точками. На їх перетині отримуємо точки 0’÷17’. Об,єднуємо їх плавною лінією і отримуємо теоретичний профіль кулачка.

Визначаємо радіус ролика кулачка:



Використовуючи теоретичний профіль кулачка як геометричне місце точок центрів ролика проводимо рід кіл радіусом rP.

Робочій профіль будуємо дотичною лінією до кіл радіусом rP.

**4. Проектування зубчатого зачеплення.**

**4.1 Вихідні данні.**

m - 3 (модуль зачеплення);

Y - 0.6 (коефіцієнт сприйнятого зміщення);

 (кількість зубців).

**4.2 Визначення розмірів геометричних параметрів.**

Визначаємо радіуси ділильних кіл:





Визначаємо крок зачеплення:



Визначимо радіуси основних кіл:





де: α=20°

Визначаємо міжосьову відстань:





Визначимо кут зачеплення:



Визначаємо радіуси початкових кіл:





Визначаємо коефіцієнт зміщення:







Визначаємо коефіцієнт зміщення інструмента на шестерні:





Визначаємо радіуси кола западин:





де: ha\*=1; C\*=0,25.

Визначаємо радіуси кола виступів:





Визначаємо ширину зубців по ділильному колу:





Визначаємо висоту ніжки зубця:



Визначаємо висоту зубця:



Перевірка:







**4.3 Проектування зачеплення.**

Приймаємо висоту зубця на кресленні №4 – 50 мм.

Визначимо масштабний коефіцієнт:



Визначимо графічні розміри геометричних параметрів:































На кресленні №4 проводимо міжосьову відстань  і отримуємо центри коліс, точки О1 та О2 , з яких проводимо кола радіусами . Проводимо загальну дотичну до основних кіл. Відмічаємо точки дотику А та В. Визначаємо теоретичну лінію зачеплення АВ. Проводимо початкові кола , вони повинні перетнутися в точці W, точці перетину лінії зачеплення і лінії центрів.

Проводимо кола радіусами . Відрізок AW ділимо на чотири частини і отримуємо точки 1, 2, 3, 4, які зносимо на коло  і отримуємо точки 1’,2’,3’,4’, з яких проводимо дотичні до кола і зносимо на відповідні дотичні відрізки W0, W1, W2, W3, W4 . З’єднуємо точки і отримуємо профіль зубця. Проводимо вісь симетрії S1/2 і по закону симетрії добудовуємо іншу сторону зубця. Потім округлюємо зубець радіусом округлення ρ. Аналогічно будуємо зубець і для другого колеса. Робимо шаблони і добудовуємо ще по два зубця.

**4.4 Визначаємо величини параметрів якості.**

Визначаємо коефіцієнт перекриття:





де: ab – практична лінія зачеплення

Визначимо коефіцієнти відносного ковзання:



де: Х – відстань від точки А до точки зачеплення

 U1,2 – передаточне відношення

Визначаємо передаточне відношення:



## Таблиця №5

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Х мм | 0 | 20 | 40 | 60 | 80 | 100 | 120 | 140 | 166 |
| **λ1** | -∞ | -4,38 | -1,32 | -0,3 | 0,21 | 0,51 | 0,72 | 0,86 | 1 |
| **λ2** | 1 | 0,81 | 0,57 | 0,23 | -0,26 | -1,06 | -2,54 | -6,31 | -∞ |

**4.5 Проектування планетарної передачі.**

**4.5.1 Вихідні данні.**

U1Н - -0,36 (передаточне відношення);

К - 3 (кількість сателітів).

Схема механізму (мал.8)

 **Z2 Z3**

 **Z1 Z4**

  **(мал. 8)**

**4.5.2 Розрахунок параметрів планетарної передачі.**

Визначаємо кількість зубців:

****









Перевіряємо умову одноосності:



умова виконується

перевіряємо умову правильного зачеплення:



умова виконується

Перевіряємо умову сусідства:



умова виконується

Визначаємо діаметри ділильних кіл зубчастих коліс:









Визначаємо міжосьові відстані:

#



**4.5.3 Побудова планів лінійних і кутових швидкостей.**

Визначаємо масштабний коефіцієнт:



На кресленні №4 будуємо схему планетарного механізму у масштабі.







На схемі механізму відмічаємо точку А, полюс зачеплення коліс 1-2, точку В, та полюс зачеплення коліс 3-4. А також точку Н – центр колеса 3. Ці точки переносимо на базову лінію плану швидкостей.

Визначаємо лінійну швидкість точки А:



По горизонталі від базової лінії відкладаємо відрізок АА’.

Визначаємо масштабний коефіцієнт:



З’єднуємо точку А’ з полюсом Р, і отримуємо трикутник швидкості для колеса 1. З точки Н проводимо відрізок РН під кутом ΨН , отримуємо точку Н’ на перетині горизонталі проведеної з точки Н і відрізка Н’, з’єднавши яку з точкою А’ отримуємо трикутник швидкостей коліс 2 та 3.

Визначаємо кут ΨН:



Проводимо горизонталь на відстані КР, довільно беремо полюс і через нього проводимо промені паралельно відрізкам А’Р, АВ, РН’. На перетині їх з горизонталлю отримуємо а1, а2,3, аН, що і є планом лінійних швидкостей. Відрізок Ка1 є графічним зображенням кутової швидкості колеса 1.

Визначаємо масштабний коефіцієнт:



Визначаємо кутову швидкість коліс 2,3 і водила Н:





**5. Використана література.**

1. Левітська О.Н., Левітський Н.И. «Курс теорії механізмів та машин», - М.: Висш. шк., 1985. – 279 с., іл.
2. Кореняко А.С. та ін., «Курсове проектування по теорії механізмів та машин», - К.: Вища шк., 1970. – 332 с.
3. Артоболевський .І.І., «Теорія механізмів та машин», - М.: Наука, 1988. – 640 с.
4. Методичні вказівки.