

621.83(075)

М86

Міністерство освіти України
ВІННИЦЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

А. І. МОХНАТЮК

**СИНТЕЗ ПЛАНЕТАРНИХ ПЕРЕДАЧ
НА ЕОМ**

2902-9

Міністерство освіти України
ВІННИЦЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

А.І.МОХНАТЮК

СИНТЕЗ ПЛАНЕТАРНИХ ПЕРЕДАЧ

НА ЕОМ

НТБ ВНТУ

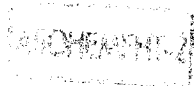


2902-9

621.83(075) М 86 1997

Мохнатюк А.І. Синтез планетарних передач

Затверджено Ученою радою Вінницького державного технічного
університету як навчальний посібник для студентів бакалаврського
напрямку 6.0902 - "Інженерна механіка"



НТБ ВНТУ
м.Вінниця

Вінниця ВДТУ 1997

УДК 531.8 /075.8/

Синтез планетарних передач на ЕОМ. Навчальний посібник до курсового проектування з дисципліни "Теорія механізмів і машин" /А.І.Мохнатюк. - В.:ВДТУ, 1997. - 73 с. Укр. мовою/.

В посібнику викладені кінематичні і геометричні особливості типових схем планетарних передач, розглянута методика багатоваріантного кінематичного синтезу планетарної передачі на ЕОМ, наведені приклади кінематичного дослідження планетарних механізмів та методичні вказівки до самостійної роботи над розділом курсового проекту "Синтез і аналіз планетарної передачі".

Іл. 12. Табл. 9. Дод. 4. Бібліогр. 5 назв.

Рецензенти: В.Ф.Анісімов, д.т.н.

Б.Я.Комісаренко, к.т.н.

З М І С Т

Передмова.....	4
1. Постановка задачі.....	5
2. Основи теорії планетарних передач.....	6
2.1. Кінематика планетарних механізмів.....	10
2.2. Геометричні особливості.....	21
2.3. Умови правильного зачеплення.....	25
2.4. Коефіцієнт корисної дії.....	26
3. Вибір схеми планетарної передачі.....	29
4. Вибір кількості сателітних блоків.....	31
5. Алгоритм синтезу планетарних передач.....	33
6. Вибір зони пошуку чисел зубців коліс.....	38
7. Методичні вказівки до виконання розділу курсового проекту "Синтез і аналіз планетарної передачі".....	44
Додаток 1. Блок-схема алгоритму.....	55
Додаток 2. Програма синтезу планетарних передач.....	59
Додаток 3. Приклади синтезу планетарних механізмів.....	63
Додаток 4. Приклад розрахунково-пояснювальної записки.....	68
Список літератури.....	72

П Е Р Е Д М О В А

Використання планетарних передач замість передач з нерухомими осями обертання зубчастих коліс дозволяє зменшити вагу приводу в 1,5...5 раз [1], а також значно зменшити його габарити. Поряд з малими габаритами і вагою планетарні передачі мають високу надійність, довговічність і можуть передавати навантаження з достатньо високим коефіцієнтом корисної дії.

Характерною особливістю планетарних передач, яка обумовляє їх переваги, є багатопоточність схеми передачі механічної енергії. Одночасно ця особливість схеми вимагає виконання ряду специфічних умов у процесі проектування планетарних передач.

Посібник написаний для студентів механічних спеціальностей з метою надання їм допомоги у виконанні структурного і кінематичного синтезу планетарних передач. Основи теорії планетарних передач викладені в об'ємі, необхідному для виконання кінематичного синтезу планетарної передачі за допомогою ЕОМ, що дає можливість відшукати всі можливі варіанти передачі вибраної схеми в заданому діапазоні зміни чисел зубців зубчастих коліс. Запропонований алгоритм з відповідними поясненнями і програма на мові Бейсик дозволять студентам машинобудівних спеціальностей значно зменшити трудомісткість виконання синтезу планетарних передач в курсовому проектуванні і в той же час ознайомитись з методикою складання алгоритму і програми для розв'язання складної інженерної задачі багатоваріантного проектування передаточно-го механізму. Аналіз одержаних варіантів кінематичних схем пла-

нетарного механізму /співставлення коефіцієнтів корисної дії, габаритів, конструктивних особливостей/ дозволяє вибрати варіант, який найбільше задовільняє конструктивним і технологічним вимогам до конкретної передачі.

I. Постановка задачі

Розв'язання комплексної задачі по проектуванню планетарного механізму вимагає від конструктора творчого виконання ряду вимог, які можна поділити на основні та додаткові.

Основні вимоги: вибрати параметри /схему передачі, кількість сателітів, модуль зацеплення, кількість зубців коліс/ планетарного механізму, які забезпечать:

- задане передаточне відношення з необхідною точністю;
- виконання геометричних обмежень /умови співвісності, сусідства і складання/та особливостей евольвентного зацеплення /відсутність підрізування зубців і заклинювання/;
- необхідну /прийнятну/ величину ККД;
- найменші розміри, масу і вартість передачі.

Додаткові вимоги:

- задовільнити вимоги технічного завдання відносно умов експлуатації, конструктивних особливостей, розташування в просторі, надійності та довговічності;
- врахувати можливості виробництва де буде виготовляться передача;
- забезпечити вимоги стандартів і відомчих нормативних документів.

В курсі „Теорія механізмів і машин” розглядають можливості і шляхи забезпечення основних вимог, які враховуються при ви-

конанні структурного /вибір схеми передачі/ і кінематичного /вибір кількості сателітів і зубців коліс/ синтезу планетарного механізму з подальшим визначенням величини ККД.

2. Основи теорії планетарних передач

Планетарними називають передачі обертового руху з одним ступенем рухомості, в складі котрих є одне або декілька зубчастих коліс /сателітів/, які входять у зачеплення з центральними зубчастими колесами і обертаються навколо власної осі і разом з віссю навколо осі центральних коліс.

На рис. I [2,3] зображені структурні схеми найбільш поширених в техніці диференціальних механізмів з циліндричними та конічними колесами. У кожному із цих механізмів центральні колеса I і 4 та водило H обертаються навколо нерухомої осі і в працюючій передачі сприймають навантаження від зовнішніх моментів. Оскільки диференціальний механізм має два ступеня рухомості, то це означає, що в механізмові є дві ведучі ланки, котрим необхідно задати певні кутові швидкості, величина яких обумовить кутову швидкість третьої рухомої ланки /веденої/. Якщо одну із ланок механізму виконати нерухомою /надати їй кутову швидкість $\omega = 0$ /, то одержимо механізм з одним ступенем рухомості.

Механізми, виконані за схемами рис. I, з нерухомих водилом / $\omega_H = 0$ / є простими передачами з нерухомими осями обертання зубчастих коліс. Якщо в будь-якій схемі механізму /рис. I / одно із центральних коліс зробити нерухомих / $\omega_1 = 0$ або $\omega_4 = 0$ /, то одержимо схему планетарного механізму з одним ступенем рухомості /одна ведуча ланка/.

Найпростіший планетарний механізм буде у випадку вико-

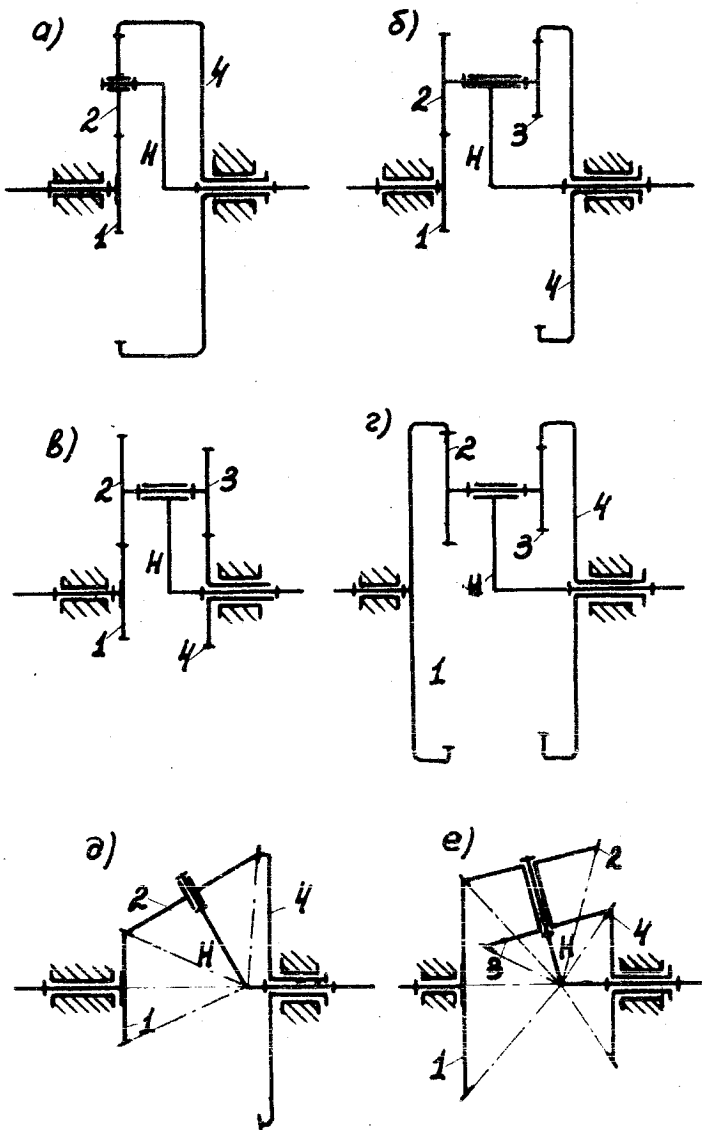


Рис. I

ристання однорядної схеми /рис.1а/ в якій центральному колесу I або 4 забезпечується нерухомість. Сателіт 2, установлений на водилі H , входить в зачеплення з колесами I і 4, утворюючи однорядну зубчасту передачу. Відзначимо, що в планетарних передачах осі центральних зубчастих коліс і вісь обертання водила H співпадають. Сателіт в планетарній передачі може бути виконаний у вигляді двох жорстко з'єднаних між собою зубчастих коліс 2 і 3 / рис.1, б, в, г, е/, що обумовлює двохране розташування зубчастих коліс. В двохранних планетарних передачах колеса 2 і 3 сателітного блоку можуть утворювати з центральними колесами I і 4 як зовнішнє, так і внутрішнє зачеплення. Відзначимо, що в планетарних передачах, виконаних по схемам рис.1, нерухомим колесом може бути будь-яке із центральних коліс I або 4, а зубчасті колеса 2 і 3 можуть бути виготовлені у вигляді монолітного блоку, або як окремі, але жорстко з'єднані між собою зубчасті колеса.

Потреба практики в малогабаритній економічній передачі з великим передаточним відношенням обумовила необхідність ускладнити планетарний механізм шляхом установки між колесами Z_2 і Z_3 сателітного блоку додаткової планетарної передачі. Такі механізми одержали назву біпланетарних [4].

На рис.2а показана схема основного планетарного механізму, котрий після жорсткого з'єднання коліс Z_2 і Z_3 відповідно /рис.2,б/ з центральним колесом 5 і водилом h додаткової планетарної передачі, перетворюється в біпланетарний.

Біпланетарні механізми часто використовують для одержання складного руху робочого органу з'єданого з сателітом

добавочного планетарного механізму /привод мішалок, відтворення складного відносного переміщення інструменту і заготовки/. Одна із схем такого призначення наведена на рис.2,в.

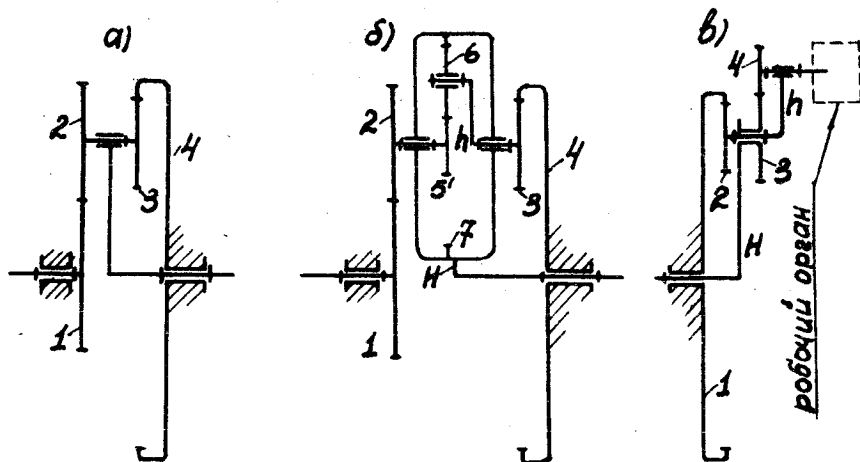


Рис.2

У випадках, коли необхідно створити передачу з великим передаточним відношенням, використовують послідовне з'єднання двох і більше планетарних механізмів, або планетарні механізми з трьома центральними колесами /рис.3 /.

Планетарні механізми з трьома центральними колесами відзначаються компактністю, дозволяють одержати великі передаточні відношення / $U > 100$ / і хороший коефіцієнт корисної дії [1].

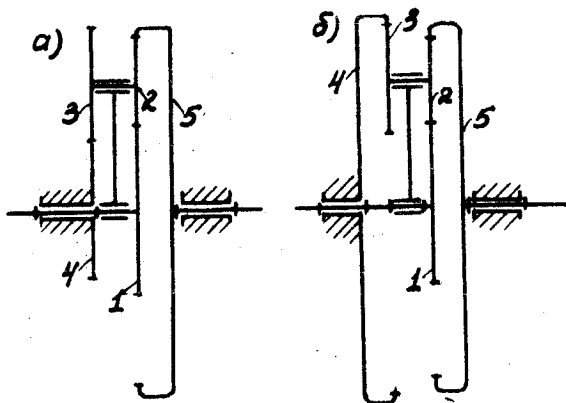


Рис.3

Окрему групу складних планетарних передач утворюють механізми, схеми котрих одержані із схем простих диференціальних передач / рис.1/ шляхом приєднання додаткової зубчастої передачі між центральними колесами 1 і 4, або між одним із центральних коліс і водилом. Такі складні планетарні механізми з одним ступенем рухомості називають замкнутими диференціальними механізмами. Кінематика одного із таких механізмів, який використовується в приводі поліспаста, розглянута в 2.1 /приклад № 7/.

2.1. Кінематика планетарних механізмів

Прості планетарні передачі з циліндричними або конічними зубчастими колесами мають три співвісних вали, один із яких нерухомий, а між рухомими конструктивно забезпечено стале передаточне відношення, яке можна визначити методом

остановки водила /метод Вілліса/.

Скористаємося цим методом. Нехай ланки механізму /рис.4/ рухаються з кутовими швидкостями ω_1, ω_4 і ω_H . Надамо всьому механізму додаткову кутову швидкість $-\omega_H$. Отже в такому оберненому механізмі водило H буде нерухомим і передаточне відношення U_{14}^H від колеса Z_1 до колеса Z_4 в оберненому русі буде /формула Вілліса/:

$$U_{14}^H = \frac{\omega_1^{\text{об}}}{\omega_4^{\text{об}}} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_4 - \omega_H} \quad /1/$$

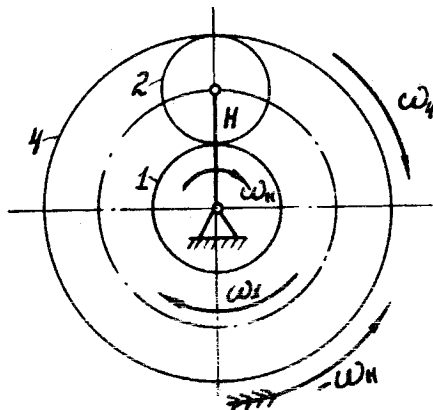


Рис.4

Із цієї залежності випливає, що при нерухомому колесі Z_4 :

$$U_{14}^H = \frac{\omega_1 - \omega_H}{0 - \omega_H} = 1 - U_{1H}^H,$$

$$U_{1H}^H = 1 - U_{14}^H,$$

/2/

$$U_{H1}^H = \frac{1}{U_{1H}^H} = \frac{1}{1 - U_{14}^H}$$

/2a/

При нерухомому колесі Z_1 :

$$U_{14}^H = \frac{0 - \omega_H}{\omega_4 - \omega_H} = \frac{1}{1 - U_{4H}^H}$$

$$U_{4H}^1 = \frac{U_{14}^H - 1}{U_{14}^H} = 1 - U_{42}^H; \quad /3/$$

$$U_{H4}^1 = \frac{U_{14}^H}{U_{14}^H - 1} = \frac{1}{1 - U_{42}^H}. \quad /3, a/$$

Передаточні відношення U_{14}^H від колеса Z_1 до колеса Z_4 /рис.1/ при нерухомому водилі H наведені в табл. I.

Таблиця № I

Схема механізму			
U_{14}^H	Рис. I, а, д	Рис. I, б, е	Рис. I, в, г
	$-\frac{Z_4}{Z_1}$	$-\frac{Z_2 \cdot Z_4}{Z_1 \cdot Z_3}$	$\frac{Z_2 \cdot Z_4}{Z_1 \cdot Z_3}$

Спільне розв'язання рівнянь /2/ і /3/ дозволяє одержати формули для обчислення передаточного відношення U_{14}^H по відомому передаточному відношенню U_{4H}^1 або навпаки.

$$U_{14}^H = \frac{\omega_4}{\omega_H} = U_{4H}^1 / (U_{4H}^1 - 1), \quad /4/$$

$$U_{4H}^1 = \frac{\omega_4}{\omega_1} = U_{14}^H / (U_{14}^H - 1). \quad /5/$$

Кутові швидкості сателіта ω_2 і ведучої /веденої/ ланки зв'язані умовою, аналогічною /1/ .

$$U_{12}^H = \frac{\omega_1^{0.5}}{\omega_2^{0.5}} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_2 - \omega_H}; \quad U_{42}^H = \frac{\omega_4^{0.5}}{\omega_2^{0.5}} = \frac{\omega_4 - \omega_H}{\omega_2 - \omega_H} \quad /6/$$

Передаточні відношення при нерухомому водилі H визначаються через числа зубців коліс з урахуванням знака /" + " - зачеплення зовнішнє, " - " - зачеплення коліс внутрішнє/.

Методику обчислення передаточного відношення між ланками, та кутових швидкостей ланок планетарного механізму розглянемо на конкретних прикладах. Зауважимо, що при розв'язанні задач кінематики планетарних механізмів необхідно забезпечити тотожність позначень на схемі механізма і в розрахункових формулах. Поставлена вимога буде виконана, якщо формулу Вілліса /1/ записати в позначеннях, використаних на схемі механізма, а потім одержати з неї необхідні для розрахунку залежності.

Приклад I.

Обчислити частоту обертання ланок планетарного редуктора /типу Джемса/ /рис.1,б/ з нерухомих колесом Z_4 /рис.2/ якщо числа зубців коліс дорівнюють $Z_1 = 20, Z_2 = 40, Z_3 = 30, Z_4 = 90$ і колесо I обертається з частотою $n_1 = 960$ об/хв.

Розв'язання.

Якщо механізму надати кутову швидкість $-\omega_H$, то воєдило H буде нерухомих і передаточне відношення U_{14}^H такої двохступінчастої зубчастої передачі з нерухомих осями обертання зубчастих коліс буде:

$$U_{14}^H = \frac{\omega_1^{\text{об}}}{\omega_4^{\text{об}}} = U_{12}^H \cdot U_{34}^H = \left(-\frac{Z_2}{Z_1}\right) \cdot \frac{Z_4}{Z_3} = -\frac{40}{20} \cdot \frac{90}{30} = -6$$

Але $\omega_1^{\text{об}} = \omega_1 - \omega_H$, $\omega_4^{\text{об}} = \omega_4 - \omega_H$ і $\omega_4 = 0$

$$\text{Тоді: } U_{14}^H = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_4 - \omega_H} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{-\omega_H} = 1 - U_{14}^H$$

$$\text{Звідки } U_{1H}^H = 1 - U_{14}^H = 1 - /-6/ = 7.$$

$$\text{Оскільки } U_{1H}^H = \frac{n_1}{n_H}, \text{ то } n_H = \frac{n_1}{U_{1H}^H} = \frac{960}{7} = 137 \text{ об/хв.}$$

Для оберненого механізму

$$U_{12}^H = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_2 - \omega_H} = \frac{n_1 - n_H}{n_2 - n_H} = -\frac{z_2}{z_1} = -\frac{40}{20} = -2$$

Отже

$$n_2 = \frac{n_1 + n_H(U_{12}^H - 1)}{U_{12}^H} = \frac{960 + 137 / -2 - 1/}{-2} = -274 \text{ об/хв}$$

Такий же результат одержимо, якщо обчислимо частоту обертання зубчатого колеса Z_3 , жорстко з'єднаного з колесом Z_2

$$U_{34}^H = \frac{n_3 - n_H}{n_4 - n_H} = \frac{z_4}{z_3} = \frac{90}{3} = 3$$

$$n_3 = n_H + U_{34}^H(n_4 - n_H) = 137 + 3 / 0 - 137 / = -274 \text{ об/хв}$$

Частота обертання сателітів відносно водила H буде:

$$n_{2H} = n_2 - n_H = -274 - 137 = -411 \text{ об/хв.}$$

Розрахунки стверджують, що сателіт в абсолютному русі і в русі відносно водила обертається в сторону, протилежну колезу Z_1 і водилу H / $n_2 < 0$; $n_{2H} < 0$ /.

Приклад 2.

Визначити передаточне відношення від водила H до колеса Z_4 редуктора Давіда /рис. I, д/ з нерухомим колесом Z_1 / $\omega_1 = 0$ /, якщо числа зубців коліс дорівнюють $Z_1 = 66$, $Z_2 = 63$, $Z_3 = 62$, $Z_4 = 65$.

Розв'язання.

Надамо всьому механізму кутову швидкість $-\omega_H$. Це обумовить нерухомість водила.

$$\text{Отже: } U_{41}^H = \frac{\omega_4 - \omega_H}{\omega_1 - \omega_H} = \frac{\omega_4 - \omega_H}{-\omega_H} = 1 - U_{4H}^1.$$

$$\text{Звідси: } U_{H4}^1 = \frac{1}{U_{4H}^1} = \frac{1}{1 - U_{41}^H}.$$

В оберненому механізмові / $\omega_H = 0$ / осі зубчастих

коліс нерухомі, що дає можливість передаточне відношення визначити через числа зубців коліс

$$U_{41}^H = U_{43}^H \cdot U_{21}^H = \frac{Z_3}{Z_4} \cdot \frac{Z_1}{Z_2} = \frac{62}{65} \cdot \frac{66}{63} = 0,999267$$

$$\text{Тоді } U_{H4}^H = \frac{1}{1 - 0,999267} = 1365$$

Приклад 3.

Визначити передаточне відношення U_{2H}^H від колеса I до водила H планетарного редуктора з конічними колесами /рис.1, в - нерухоме колесо Z_4 /, якщо числа зубців коліс дорівнюють $Z_1 = 60$, $Z_2 = 40$, $Z_3 = 20$, $Z_4 = 30$.

Розв'язання.

Виконуючи кінематичне дослідження планетарних передач з конічними зубчастими колесами, необхідно передаточному відношенню оберненого $\omega_H = 0$ механізму приписати знак плюс, якщо напрями кутових швидкостей ведучого I і веденого 4 коліс співпадають, і знак мінус, якщо ці напрями протилежні.

$$\text{Отже } U_{14}^H = \frac{Z_2}{Z_1} \cdot \frac{Z_4}{Z_3} = - \frac{40}{60} \cdot \frac{30}{20} = - 1$$

Згідно формулі Вілліса

$$U_{14}^H = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_4 - \omega_H} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{-\omega_H} = 1 - U_{1H}^H$$

Тоді:

$$U_{2H}^H = 1 - U_{14}^H = 1 - /-1/ = 2.$$

Приклад 4.

Обчислити передаточне відношення U_{1H}^H біпланетарного механізму /рис.2 б/, якщо числа зубців коліс дорівнюють $Z_1 = 20$, $Z_2 = 40$, $Z_3 = 30$, $Z_4 = 90$, $Z_5 = 20$, $Z_6 = 30$, $Z_7 = 80$.

Розв'язання.

Надамо біпланетарному механізму кутову швидкість $-\omega_H$, що не змінить відносного руху ланок механізму і зупинить водило. Такий обернений механізм має три ступені. Першу утворюють колеса Z_1 і Z_2 з зовнішнім зачепленням

$$U_{12}^H = -\frac{Z_2}{Z_1} = -\frac{40}{20} = -2$$

Друга ступінь - планетарна передача між колесами Z_2 і Z_3 .

$$U_{23}^H = U_{5h}^7$$

Третя ступінь - зубчасті колеса Z_3 і Z_4 з внутрішнім зачепленням.

$$U_{34}^H = \frac{Z_4}{Z_3} = \frac{90}{30} = 3$$

Обчислимо передаточне відношення другої ступені. Оскільки це планетарна ступінь, то передаточне відношення між колесами Z_5 і Z_7 при нерухомому водилі h ($\omega_h = 0$) згідно формулі Вільліса

$$\text{буде: } U_{57}^H = \frac{\omega_5 - \omega_h}{\omega_7 - \omega_h} = \frac{\omega_5 - \omega_h}{-\omega_h} = 1 - U_{5h}^7 = 1 - U_{5h}^H$$

$$\text{Звідси: } U_{5h}^H = 1 - U_{57}^H = 1 - \left(-\frac{Z_6}{Z_5}\right) \frac{Z_7}{Z_6} = 1 + \frac{Z_7}{Z_5} = 1 + \frac{80}{20} = 5$$

Оскільки загальне передаточне відношення від колеса Z_1 до Z_4 за умови $\omega_H = 0$ буде: $U_{14}^H = U_{12}^H \cdot U_{5h}^H \cdot U_{34}^H = 2 \cdot 5 \cdot 3 = 30$

$$\text{і } U_{14}^H = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_4 - \omega_H} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{-\omega_H} = 1 - U_{14}^H$$

$$\text{то } U_{14}^H = 1 - U_{14}^H = 1 - (-30) = 31.$$

Приклад 5.

Обчислити частоту обертання ланок біпланетарного меха-

нізму приводу змішувача /рис.2, в/, якщо $Z_1 = 92$, $Z_2 = 23$,
 $Z_3 = 36$, $Z_4 = 20$ і водило обертається з частотою $n_H = 20$ об/хв.

Розв'язання.

В склад приводу робочого органу /рис.2, в/ входить основний планетарний механізм /водило H і колеса Z_1 , Z_2 / і додатковий /водило h і колеса Z_3 і Z_4 /. Взаємозв'язок між частотами обертання коліс $Z_1 / \omega_1 = 0$, Z_4 і водилом H згідно формулі Вілліса, буде:

$$U_{H4}^H = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_4 - \omega_H} = \frac{-\omega_H}{\omega_4 - \omega_H} = \frac{1}{1 - U_{4H}^H} = \frac{1}{U_{4H}^H} \quad a)$$

Передаточне відношення U_{42}^H оберненого механізму / $n_H = 0$ /, котрий має в своєму складі дві ступені, буде

$$U_{42}^H = U_{4h}^3 \cdot U_{21}^H, \quad b)$$

де $U_{21}^H = \frac{Z_1}{Z_2}$

Запишемо формулу Вілліса для планетарної ступені / $n_3 = n_H = 0$ / і визначимо U_{4h}^3 .

$$U_{43}^h = \frac{n_4 - n_h}{n_3 - n_h} = \frac{n_4 - n_h}{-n_h} = 1 - U_{4h}^3;$$

$$U_{4h}^3 = 1 - U_{43}^h = 1 - \left(-\frac{Z_3}{Z_4}\right) = 1 + \frac{Z_3}{Z_4} \quad b)$$

Розв'яжемо залежність а) відносно U_{4H}^H і підставимо величини U_{4h}^3 і U_{4H}^H із б) і в).

$$U_{4H}^H = 1 - U_{42}^H = 1 - U_{4h}^3 \cdot U_{21}^H = 1 - \left(1 + \frac{Z_3}{Z_4}\right) \cdot \frac{Z_1}{Z_2} =$$

$$= 1 - \left(1 + \frac{36}{20}\right) \cdot \frac{92}{23} = -10,2$$

Частота обертання колеса Z_4 буде:

$$n_4 = n_H \cdot U_{4H}^H = 20 / -10,2 / = -204 \text{ об/хв}$$

Найдемо частоту обертання колеса Z_2 /води́ла h / яке є сателітом основного планетарного механізму / $n_1=0$ /

$$U_{21}^H = \frac{n_2 - n_H}{n_1 - n_H} = \frac{n_2 - n_H}{-n_H} = 1 - U_{2H}^1;$$

$$U_{2H}^1 = 1 - U_{21}^H = 1 - \frac{Z_1}{Z_2} = 1 - \frac{92}{23} = -3$$

Але $U_{2H}^1 = \frac{n_2}{n_H}$. Тоді $n_2 = n_H \cdot U_{2H}^1 = 20 / -3 = -60$ об/хв

Частота обертання сателіта 2 відносно водила H / n_{2H} / і сателіта 4 відносно водила h / n_{4h} / будуть;

$$n_{2H} = n_2 - n_H = -60 - 20 = -80 \text{ об/хв}$$

$$n_{4h} = n_4 - n_h = n_4 - n_2 = -204 / -60 = 340 \text{ об/хв}$$

Приклад 6.

Обчислити передаточне відношення планетарної передачі з трьома центральними колесами /рис.5, а/, якщо $Z_1=18, Z_2=36, Z_3=90, Z_4=33, Z_5=87$ і нерухоме колесо Z_3 .

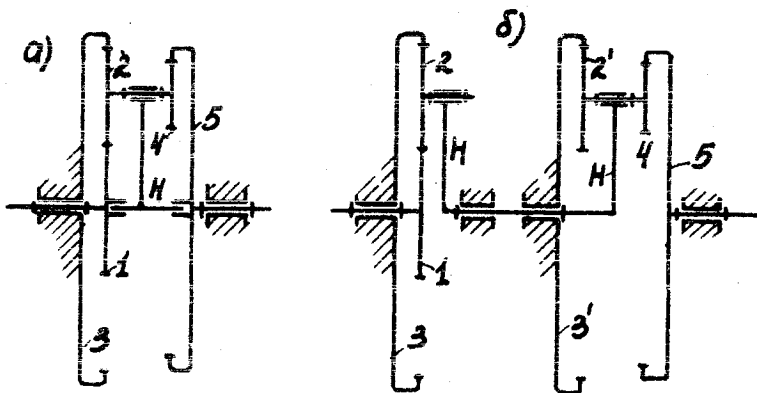


Рис.5

Розв'язання.

Будь-яку планетарну передачу з трьома центральними колесами можна уявити у вигляді послідовно з'єднаних двох пла-

нетарних передач з двома центральними колесами кожної. Дійсно, схему механізму забражено на рис.5,а, можна розглядати як результат суміщення в послідовно з'єднаних планетарних механізмів /рис.5,б/ тотожних коліс Z_2 з Z_2' і Z_3 з Z_3' .
Отже, загальне передаточне відношення буде:

$$U_{15}^3 = U_{1H}^3 \cdot U_{H5}^3 = \frac{U_{1H}^3}{U_{5H}^3}$$

Такий же результат одержимо, опираючись на визначення передаточного відношення. Оскільки в передачі /рис.5,а/ осі обертання колеса I, водила H і колеса 5 нерухомі, то така передача є двоступеневою з передаточним відношенням першої ступені U_{1H}^3 і другої ступені U_{H5}^3 . Загальне передаточне відношення

$$U_{15}^3 = \frac{\omega_1}{\omega_5} = \frac{\omega_1}{\omega_H} \cdot \frac{\omega_H}{\omega_5} = U_{1H}^3 \cdot U_{H5}^3 = \frac{U_{1H}^3}{U_{5H}^3}$$

Визначимо величини U_{1H}^3 і U_{5H}^3

$$U_{1H}^3 = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_3 - \omega_H} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{0 - \omega_H} = 1 - U_{13}^3;$$

$$U_{1H}^3 = 1 - U_{13}^3 = 1 - \left(-\frac{Z_2}{Z_1}\right) \frac{Z_3}{Z_2} = 1 - \frac{Z_3}{Z_1} = 1 + \frac{90}{18} = 6$$

Аналогічно:

$$U_{5H}^3 = \frac{\omega_5 - \omega_H}{\omega_3 - \omega_H} = \frac{\omega_5 - \omega_H}{0 - \omega_H} = 1 - U_{53}^3;$$

$$U_{5H}^3 = 1 - U_{53}^3 = 1 - \frac{Z_4}{Z_3} \cdot \frac{Z_3}{Z_2} = 1 - \frac{33}{87} \cdot \frac{90}{36} = 0,0517$$

Передаточне відношення механізму

$$U_{15}^3 = \frac{U_{1H}^3}{U_{5H}^3} = \frac{6}{0,0517} = 116$$

Приклад 7.

Обчислити передаточне відношення U_{15} складного зубчастого механізму /рис.6/, який створено з диференціального механізму /колеса Z_1, Z_2, Z_2', Z_3 і водило H / і додаткової передачі /колеса Z_3', Z_4 і Z_5 / між водилом H / $\omega_H = \omega_5$ / і центральним колесом Z_3 . Відомо: $Z_1 = 20$, $Z_2 = 80$,

$$z_2' = 30, \quad z_3 = 150, \quad z_3' = 24, \quad z_5 = 120$$

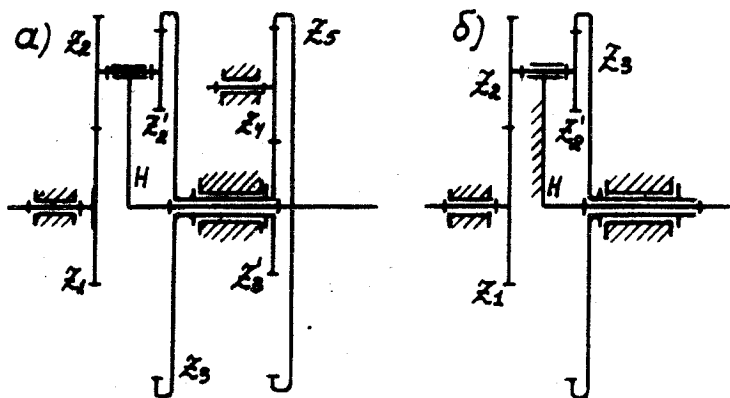


Рис.6

Розв'язання.

Запишемо формулу Вілліса /1/ для диференціального механізму і поділимо чисельник і знаменник правої частини на

$$U_{15}^H = \frac{n_1 - n_H}{n_5 - n_H} = \frac{U_{1H} - 1}{U_{5H} - 1} = \frac{U_{15} - 1}{U_{35} - 1}$$

Звідси

$$U_{15} = 1 + U_{13}^H (U_{35} - 1), \quad /A/$$

де U_{13}^H - передаточне відношення від колеса z_1 до z_3 оберненого механізму /рис.6, б/

$$U_{13}^H = U_{12} \cdot U_{25} = -\frac{z_2}{z_1} \frac{z_3}{z_2'};$$

U_{35} - передаточне відношення доважочної передачі від колеса z_3 до колеса z_5 /води́ла H /.

$$U_{35} = U_{34} \cdot U_{45} = -\frac{z_4}{z_3} \frac{z_5}{z_4'} = -\frac{z_5}{z_3'}$$

Підставивши в залежність /А/ значення U_{13}^H і U_{35} одержимо:

$$U_{15} = 1 + \frac{z_2 z_3}{z_1 z_2'} \left(\frac{z_5}{z_3} + 1 \right) = 1 + \frac{80}{20} \frac{150}{30} \frac{120}{24} + 1 = 121$$

2.2. Геометричні особливості.

В планетарних передачах кількість сателітних блоків не впливає на величину передаточного відношення, яке залежить тільки від кількості зубців коліс. Але довільно назначати кількість зубців зубчастих коліс у планетарній передачі не можна, оскільки необхідно забезпечити виконання умов співвісності, сусідства, складання.

Умова співвісності вимагає забезпечення зачеплення сателітів з центральними колесами при розміщенні осей центральних коліс і водила на одній прямій.

Для планетарних механізмів з нульовим або рівнозсуваним евольвентним зачепленням умови співвісності у вигляді рівності сум радіусів початкових кіл, співпадаючих з діляльними колами, наведені в табл. 2, де модулі зачеплення коліс 1 і 2, 3 і 4 позначені відповідно через m_1 і m_2 .

Якщо необхідно в планетарному механізмові застосувати кориговану зубчасту передачу, в якій діляльні і початкові кола не співпадають, то вимогу співвісності забезпечують в процесі проектування пари зубчастих коліс шляхом "вписування" їх в задану міжосьову відстань a_w .

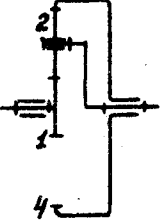
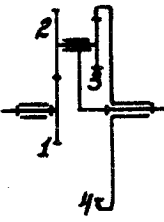
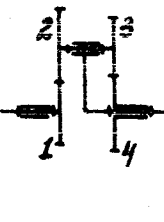
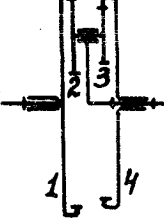
Наприклад, для нерівнозсуваного евольвентного зачеплення міжосьова відстань

$$a_w = \frac{m(z_1 + z_2)}{2} + m\gamma,$$

де γ - коефіцієнт сприйманого зміщення. Отже, вибором у межах

допустимих значень величини y можна забезпечити необхідну міжосьову відстань і виконати вимогу співвісності.

Таблиця 2.

Номер схеми	Схема механізму	Розрахункові формули
1		$m_1 = m_2 ; z_2 = z_3 ;$ $z_{w1} + z_{w2} = z_{w4} - z_{w2} ;$ $z_1 + 2z_2 = z_4 . \quad 7 $
2		$z_{w3} + z_{w2} = z_{w4} - z_{w3} ;$ $m_1 \cdot (z_1 + z_2) = m_2 \cdot (z_4 - z_3) . \quad 8 $
3		$z_{w1} + z_{w2} = z_{w3} + z_{w4} ;$ $m_1 (z_1 + z_2) = m_2 (z_3 + z_4) . \quad 9 $
4		$z_{w3} - z_{w2} = z_{w4} - z_{w3} ;$ $m_2 (z_1 - z_2) = m_2 (z_4 - z_3) . \quad 10 $

Умова сусідства вимагає, щоб відстань між осями сусідніх сателітів була більше діаметра кола виступів найбільшого із сателітів в блоку. Якщо кількість блоків сателітів позначити через K , то ця умова може бути подана у вигляді залежностей, наведених в табл.3.

Таблиця 3

Номер схеми / див. табл.2/	Наявність знаки	Підлягає виконанню умова
I,2,3	$m_1 z_2 \geq m_2 z_3$	$(z_1 + z_2) \cdot \sin \frac{\pi}{K} > z_2 + 2$ /II/
4		$(z_1 - z_2) \cdot \sin \frac{\pi}{K} > z_2 + 2$ /I2/
2,4	$m_1 z_2 < m_2 z_3$	$(z_4 - z_3) \cdot \sin \frac{\pi}{K} > z_3 + 2$ /I3/
3		$(z_4 + z_3) \cdot \sin \frac{\pi}{K} > z_3 + 2$ /I4/

Умова складання вимагає одночасного забезпечення зачеплення всіх сателітів з центральними колесами. При складанні планетарного механізму установка першого сателіта /сателітного блока/ однозначно визначає взаємне розташування зубчастих коліс і водила /рис.7/.

Щоб установити другий сателіт на місце першого, необхідно [5], вважаючи рівномірним розташування K сателітів по колу, повернути водило на кут $2\pi/K$ і, якщо зубці другого сателіта не співпадають із западинами між зубцями центральних коліс, то водило додатково повернути на ціле число $N = 0, 1, 2, 3, \dots$ повних обертів. В загальному випадку водило необ-

хідно повернути на кут

$$\varphi_H = \frac{2\pi}{K} + 2\pi N,$$

що обумовить поворот колеса І на кут $\varphi_1 = U_{1H} \cdot \varphi_H$.

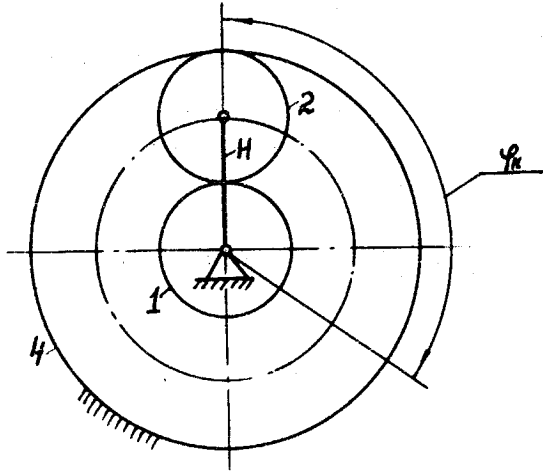


Рис.7

Другий сателіт може ввійти в зачеплення з колесом І тільки в тому випадку, якщо кут φ_1 буде вміщати ціле число C кутових кроків

$$\varphi_1 = \frac{2\pi}{z_1} \cdot C.$$

Отже

$$\varphi_H = \frac{\varphi_1}{U_{1H}} = \frac{2\pi C}{z_1 \cdot U_{1H}} = \frac{2\pi}{K} + 2\pi N.$$

Звідси одержимо умову

$$\frac{z_1 \cdot U_{1H}}{K} (1 + KN) = C, \quad /15/$$

виконання якої необхідно для забезпечення можливості складання планетарної передачі. Залежність /15/ називають умовою складання. Якщо $N=0$, то умова /15/ набуває вигляду:

$$\frac{z_1}{K} - (-1)^n \cdot \frac{z_2 \cdot z_4}{K \cdot z_3} = C, \quad /15,а/$$

де m - кількість пар зовнішніх зачеплень коліс.

2.3. Умови правильного зачеплення.

Визначаючи кількість зубців коліс планетарної передачі, необхідно виключити можливість підрізання профілів зубців в процесі виготовлення зубчастих коліс, заклинювання пари зубчастих коліс /головка зуба більшого колеса вдавлюється в ніжку зуба малого колеса/ або інтерференції зубців у внутрішньому зачепленні /головка зуба малого колеса вдавлюється в головку зуба великого колеса за межами зони зачеплення/.

Доведено [3], що при зачепленні пари нульових зубчастих коліс з кількістю зубців Z_1 і Z_2 заклинювання або інтерференції не буде, якщо співвідношення між Z_1 і Z_2 відповідає наведеним в табл.4.

Таблиця 4

Зовнішнє зачеплення		Внутрішнє зачеплення			
Z_2	Z_1	Z_2	Z_1	Z_2	Z_1
13	< 17	17	5	23	> 41
14	< 27	18	> 144	24	> 38
15	< 48	19	> 81	25	> 36
16	< 112	20	> 60	26	> 35
17 і більше	< 13	21	> 50	27...79	> $Z_2 + 8$
		22	> 44	80 і більше	> $Z_2 + 7$

Цифрові значення табл.4 одержані на підставі таких залежностей: для внутрішнього зачеплення / $h_a^* = 1$, $\alpha = 20^\circ$ /:

$$Z_1 \geq \frac{Z_2^2 - 34}{2Z_2 - 34}; \quad /16/$$

для зовнішнього зачеплення / $h_a^* = 1$, $\alpha = 20^\circ$ /:

$$Z_1 \leq \frac{Z_2^2 - 34}{34 - 2Z_2}. \quad /16, a/$$

Слід відзначити, що зубчасті колеса можуть бути нарізані методом копіювання або методом обкатки.

Метод копіювання не накладає обмежень на кількість зубців колеса, що нарізується, але йому належить цілий ряд недоліків, в зв'язку з чим він використовується тільки в одиничному виробництві.

Метод обкатки дозволяє одержати необхідну точність профілю зубців коліс і забезпечити високу продуктивність їх виготовлення, але не дає можливості виготовити нульові зубчасті колеса з кількістю зубців менше 17 з зовнішніми і менше 85 з внутрішніми зубцями. Цей недолік методу обкатки обумовив необхідність виконання корегування зубчастих коліс з меншою кількістю зубців і виготовлення зубчастих коліс з укороченою головкою зубців / $h_a^* = 0,8$ /.

Остаточний вибір розмірів зубчастих коліс проводиться з урахуванням величини коефіцієнтів перекриття і питомого ковзання.

2.4. Коефіцієнт корисної дії

Коефіцієнт корисної дії /ККД/ визначають як відношення потужності сил корисного опору до потужності сил рушійних.

Доведено [4], що величина ККД планетарної передачі залежить від величини передаточного відношення $U_{ан}$ від центрального колеса I до водила H і від того, яка із ланок /колесо I чи водило H / буде ведучою. В табл.4 наведені формули для обчислення ККД простих планетарних передач 2 з урахуванням особливостей схеми і величини ККД оберненого зубчастого механізму $\eta_{об}$, одержаного з планетарного шляхом зупинки водила. Формули в табл.5 є наближеними, оскільки, внаслідок переходу від планетарної передачі до оберненого механізму, трохи

змінюється величина затрат на тертя в підшипниках.

Таблиця 5

Формули ККД планетарної передачі

	$0 \leq U_{21H} < 1$	Решта значень U_{21H}
Ведуче колесо	$\eta = \frac{1}{U_{21H}} \left[1 - \frac{1}{2\cos} (1 - U_{21H}) \right], \quad 17 $	$\eta = \frac{1}{U_{21H}} \left[1 - 2\cos(1 - U_{21H}) \right], \quad 18 $
Ведуче водило Н	$\eta = \frac{U_{21H}}{1 - 2\cos(1 - U_{21H})}, \quad 19 $	$\eta = \frac{U_{21H}}{1 - \frac{1}{2\cos}(1 - U_{21H})}, \quad 20 $

На рис.8 наведені графіки залежності ККД простих планетарних механізмів від величини U_{21H} , по яких можна визначити можливість і доцільність /з точки зору ККД/ використання планетарної передачі в конкретній ситуації.

Приймаючи рішення, необхідно мати на увазі:

а/ в планетарних передачах з ведучим центральним колесом /рис.8^а/ має місце самогальмування механізму при значенні передаточного відношення в межах

$$1 - \frac{1}{2\cos} < U_{21H} < 1 - 2\cos,$$

а при наближенні до цієї зони ККД швидко зменшується до нуля;

б/ в планетарних передачах з ведучим водилом /рис.8,б/ самогальмування нема, але з наближенням величини U_{21H} до нуля значення ККД також наближається до нуля;

в/ ККД планетарної передачі з додатним передаточним відношенням більш ККД планетарної передачі з таким же по вели-

чині, але від'ємним передаточним відношенням;

г/ в передачах з ведучим колесом і $U_{\text{дн}} > \frac{1}{1 + \rho_{05}}$
 величина ККД планетарної передачі більше ККД двоступінчас-
 тої передачі з нерухомими осями обертання зубчастих коліс / ρ_{05} /

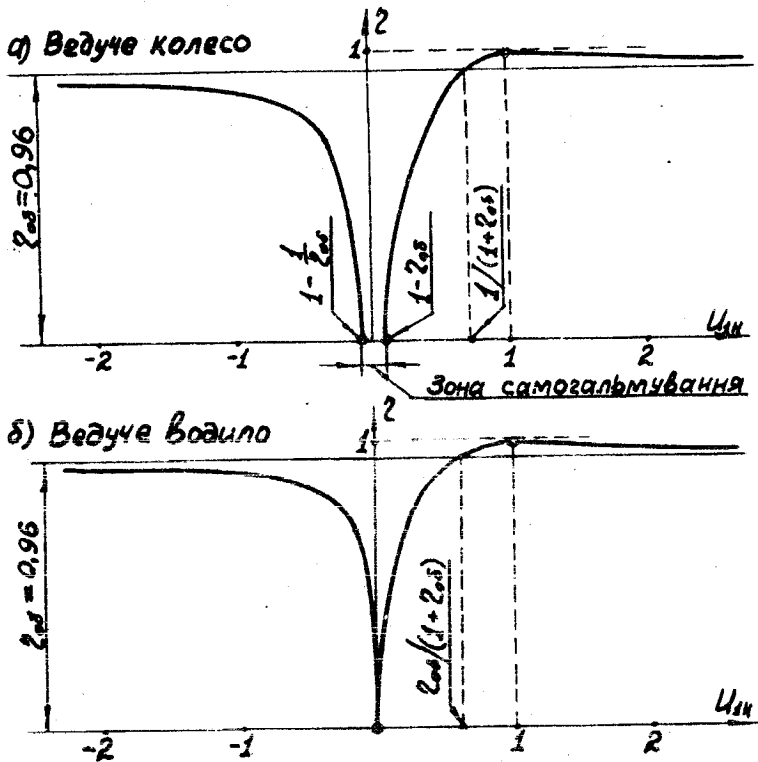


Рис. 8

3. Вибір схеми планетарної передачі.

При однакових передаточних відношеннях і номінальних навантаженнях, планетарні механізми різних схем відрізняються один від другого габаритами, вагою, величиною ККД. В зв'язку з цим важливе практичне значення має вибір схеми передачі в кожному конкретному випадку.

При невдалому виборі схеми передачі можна не тільки залишитися без характерних для планетарних передач переваг відносно габаритів і ваги, але можна навіть одержати передачу, непридатну для експлуатації.

В табл.6 наведені схеми найбільш поширених планетарних передач типу 2К-Н та їх технічні характеристики. Вибираючи схему планетарної передачі слід з'ясувати можливість реалізації цих схем необхідних кінематичних та силових параметрів, а також, користуючись викладеними нижче розрахунковими залежностями, визначити величину ККД. Придатність схеми планетарного механізму визначають з урахуванням цілого ряду факторів: умов роботи механізму, вимог до габаритів, маси, прийнятних значень ККД, розподілу передаточного відношення по ступеням, кількості сателітів та інших.

3.1. Планетарна передача по схемі I /табл.6/ набула широкого застосування в транспортних і стаціонарних машинах. Це обумовлено тим, що вона не має обмежень по режиму роботи, швидкості і потужності приводу, відносно проста у виготовленні, надійна, довговічна, забезпечує роботу з високим ККД. Передаточне відношення такої передачі знаходиться в межах $2,3 \leq U_{2H} \leq 8,4$. Верхня межа передаточного відношення обмежується

ся зростанням габаритів і маси передачі, а нижня - зменшенням розмірів сателітів.

3.2. Планетарна передача по схемі 2 /табл.6/, порівняно з однорядною по схемі 1, має більш широкі кінематичні можливості і характеризується більшою навантажувальною спроможністю при нереверсивному навантаженні, оскільки зубці коліс передають тільки односторонні зусилля. Вибираючи схему передачі, слід урахувати, що передача по схемі 2 складніша в виготовленні і складанні, ніж передача по схемі 1. Це обумовлено тим, що сателіт має два зубчастих вінця, які повинні бути закріплені один відносно другого з високою точністю, а також складнішими підшипниковими вузлами сателітів. В зв'язку з цим область застосування передач по схемі 2 дещо менше, ніж передач по схемі 1. Часто при передаточному відношенні $U_{\text{ш}} > 10 \dots 15$ перевагу віддають передачі, створеній шляхом послідовного з'єднання двох-трьох планетарних механізмів, виготовлених по схемі 1. В цьому випадку, з метою одержання мінімальних розмірів, передаточне відношення кожної наступної ступені призначають на $10 \dots 20$ відсотків менше, ніж у попередньої більшої швидкохідної ступені.

Передачі по схемі 1 і 2 можуть бути виконані з прямозубими, косозубими чи шевронними зубчастими колесами.

3.3. Планетарна передача по схемі 3 /табл.6/, дозволяє одержати великі передаточні відношення за допомогою тільки двох пар зубчастих коліс, але при великих передаточних відношеннях ККД дуже малий. Нераціонально використовувати

Таблиця 6

Номер схеми	Схема планетарного механізму	ведуча ланка	Передаточне відношення		Передача потужності, кВт
			Розрахункова формула	інтервал значень	
I		I	$U_{IH}^4 = 1 + \frac{z_2}{z_1}$	2,3...8,4	не обмежена
		H	$U_{4H}^4 = 1 + \frac{z_1}{z_4}$	I,15...I,8	
2		I	$U_{IH}^4 = 1 + \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3}$	2,3...16	не обмежена
		H	$U_{4H}^4 = 1 + \frac{z_3}{z_4} \cdot \frac{z_1}{z_2}$	I,1...I,8	
3		I	$U_{IH}^4 = 1 - \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3}$	24...I	до 20
		H	$U_{HI}^4 = \frac{1}{U_{IH}^4}$	I...I600	
4		I	$U_{IH}^4 = 1 - \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3}$	4,5...0,8	до 10
		H	$U_{HI}^4 = \frac{1}{U_{IH}^4}$	35...300	

передачі по схемі 3 і при помірних величинах передаточного відношення, оскільки і в цьому випадку їх ККД нижче, габарити і маса більші, а конструкція складніша ніж у передач по схемі 1 і 2. Отже, передачі по схемі 3 використовувати в силових приводах пропонувати недоцільно. Такі передачі використовують в допоміжних приводах механізмів, коли величина ККД не має значення.

3.4. Планетарні передачі по схемі 4 /табл.6/ дають можливість одержати передаточні відношення в широкому діапазоні. Передача компактна, але при значних кутових швидкостях водича робота супроводжується шумом навіть з використанням зрівноважувальних пристроїв. ККД передач, виконаних по схемі 4, істотно зменшується з зростанням передаточного відношення. Наприклад, для передаточних відношень 50, 200, 600 величина ККД не перевищує відповідно 70, 50 і 15 відсотків. Передачі по схемі 4 використовуються в приводах короточасної дії з помірними кутовими швидкостями.

При необхідності більш детальної інформації для виконання порівняльного аналізу планетарних передач, виконаних по різних схемах, слід використати монографію [1].

Для будь-якої схеми планетарної передачі величина передаточного відношення та ККД залежать від того, які ланки механізму прийняті за вхідну, вихідну і нерухому /стояк/. Це дає можливість на підставі кожної схеми одержати кілька різних варіантів передачі.

4. Вибір кількості сателітних блоків.

Планетарні механізми, як правило, проектується багато-

сателітними. Це дозволяє зменшити навантаження на зубці коліс, зменшити габарити, розвантажити вали центральних коліс від зусиль, а також облегшити зрівноваження водила. Багатосателітні конструкції більш компактні, безшумні і надійні в роботі. Але ці переваги планетарних передач можуть бути отримані тільки при достатньо рівномірному розподілі навантаження між сателітами, що досягається відповідними конструктивними рішеннями. Слід відзначити, що при проектуванні планетарного механізму з числом сателітних блоків більше трьох, виникають ускладнення, обумовлені вимогами рівномірного розподілу навантаження між сателітами.

В планетарних передачах з двома внутрішніми зачепленнями /схема 4/ можуть мати місце випадки, коли неможливо застосувати більше одного сателіта /мала різниця між кількістю зубців коліс, які знаходяться в зачепленні/, що обумовлює необхідність застосування противаг для зрівноваження водила з сателітним блоком.

5. Алгоритм синтезу планетарних передач

Проектування кінематичної схеми механізму по заданих його характеристиках називають синтезом механізму. Процес кінематичного синтезу планетарної передачі поділяють на два етапи. Перший етап - вибір структурної схеми передачі і числа сателітів. Другий етап - визначення числа зубців і розмірів зубчастих коліс механізму із умови забезпечення основної і додаткових умов синтезу. За основну умову синтезу вважають необхідність забезпечити задане передаточне відношення $U_{\text{зад}}$ з потрібною точністю. Вимоги, обумовлені геометричними особливостями

передачі та особливостями евольвентного зачеплення зубчастих коліс, відносять до додаткових, виконання котрих забезпечуються в процесі кінематичного синтезу шляхом введення розглянутих раніше обмежень /див. § 2.2 і § 2.3/. Отже, знаючи U_{1n} і модулі зубчастих коліс, можна, задаючись числами зубців коліс Z_1 і Z_2 в вибраних межах / $Z_{1min} \dots Z_{1max}$, $Z_{2min} \dots Z_{2max}$ /, обчислити відповідні числа зубців коліс Z_3 і Z_4 із умови співвісності та умови складання. Одержання в результаті розрахунку цілих чисел зубців коліс Z_3 і Z_4 буде свідчити про існування планетарного механізму з нульовими зубчастими колесами, котрий відповідає поставленим умовам кінематичного синтезу. В вибраних межах чисел зубців коліс Z_1 і Z_2 за допомогою ЕОМ слід визначити всі можливі варіанти механізму, що відповідають умовам синтезу, і вибрати із них найбільш прийнятний.

Будь-яка із схем планетарних передач /табл.6/ дозволяє одержати 4 планетарних механізми, які, маючи однакові зубчасті колеса і стале передаточне відношення між центральними колесами при нерухомому водилі, відрізняються між собою технічними характеристиками. Це дає можливість скласти тільки один алгоритм синтезу планетарної передачі по заданому передаточному відношенню U_{1n} або обчисленому по залежностях /2/ чи /5/ у випадку, якщо виконується синтез планетарної передачі з іншою ведучою або нерухомою ланкою.

Наприклад, необхідно виконати синтез планетарного редуктора з передаточним відношенням $U = 40$ який передає незначні зусилля /кінематична передача/. Таке передаточне відношення в одній ступені може бути реалізоване /див.табл.6/ схемами 3 або 4 при ведучому водилі. Отже $U_{n1} = 40$ або $U_{1n} = \frac{1}{40} = 0,025$.

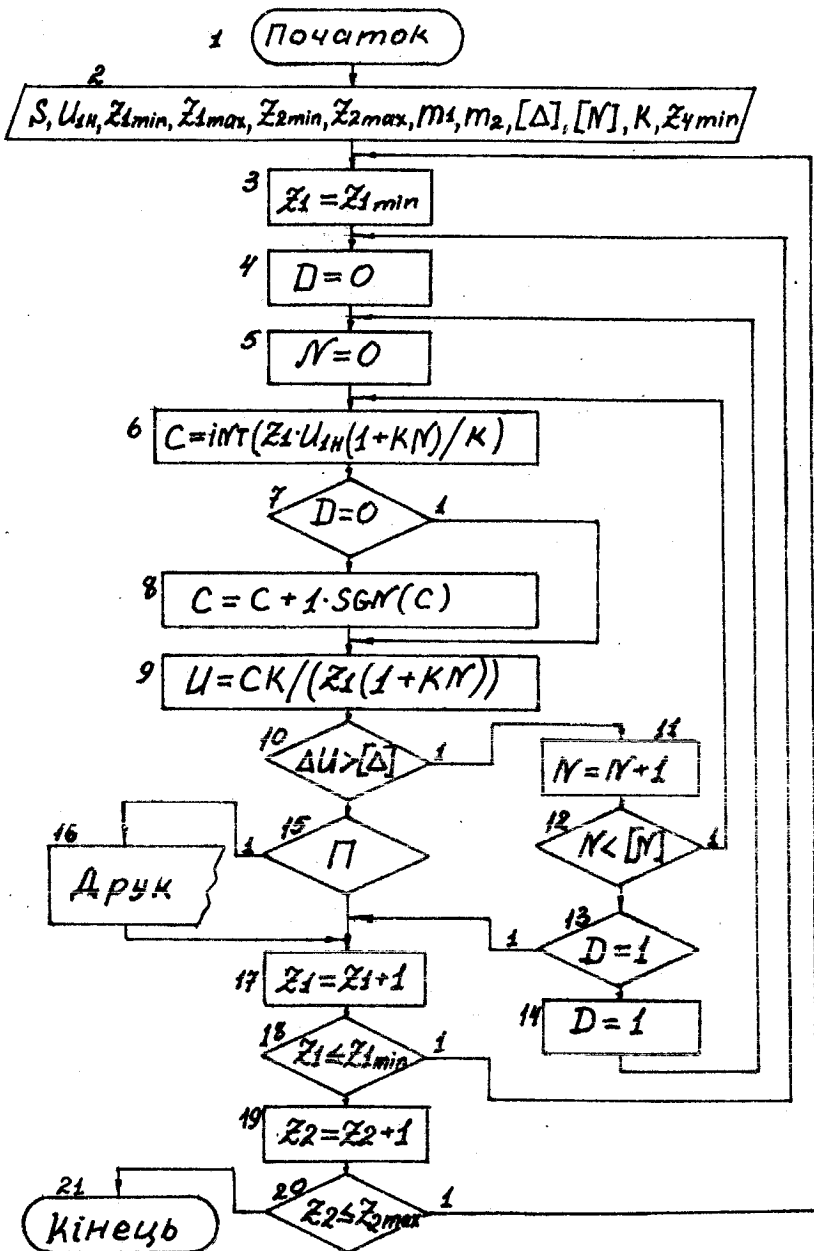


Рис. 9

Принципова схема алгоритму програми синтезу планетарної передачі при ведучому центральному колесі Z_1 зображена на рис.9. Блоки 1 і 2 схеми організують початок роботи програми, введення в діалоговому режимі відомостей про користувача /прізвище, навчальна група/ і параметрів технічного завдання на синтез планетарної передачі, до яких віднесені:

S - номер схеми планетарної передачі відповідно позначено в табл.5;

U_{14} - передаточне відношення із своїм знаком від колеса 1 до водила при нерухомому колесі 4 /знак "+" можна не вказувати/;

$[\Delta]$ - припустима похибка передаточного відношення у відсотках;

K - кількість сателітних блоків;

Z_{1min}, Z_{2min} - припустима найменша кількість зубців в колесі Z_1 і сателіті Z_2 ;

Z_{1max}, Z_{2max} - припустима найбільша кількість зубців в колесі Z_1 і сателіті Z_2 ;

$Z_4 min$ - найменша припустима кількість зубців в колесі Z_4 ;

m_1, m_2 - значення модулів колеса $Z_1 / m_1 /$ і нерухомого колеса $Z_4 / m_2 /$;

$[N]$ - припустима кількість необхідних обертів водила перед монтажем чергового блоку сателітів /див.формулу/15//.

Блоком 3 привласнюється або розраховується по формулам 15, 16, а найменша кількість зубців Z_{1min} першого /ведучого/ колеса планетарного механізму. Після присвоєння початкових значень керуючій змінній $D = 0$ і числу /див.формулу 15/ $N = 0$; блоком 6 обчислюється ціле значення числа C при

умові, що розрахункове значення передаточного відношення U_{II} менше заданного /дорівнює величині, яка буде обчислена в блоку 9/.

Якщо похибка передаточного відношення ΔU більше допустимої $[\Delta]$, то в блоку II змінюється значення N і при виконанні умови блоку I2 керування передається на блок 6. В протилежному випадку блок I3 передає керування на блок I4, де змінюється значення керуючої змінної D , а потім повторюються розрахунки, починаючи з блоку 6. Оскільки $D = 1$, то блок 7 передає керування блоку 8, де абсолютне значення цілого числа C збільшується на одиницю і в блоку 9 обчислюється нове значення U_{II} більше заданного передаточного відношення.

Блок I0 знову співставляє фактичну похибку ΔU передаточного відношення з допустимою $[\Delta]$ і в залежності від результату передає керування на блок I1 або I5. Якщо $\Delta U > [\Delta]$, то циклічні обчислення відбуваються в блоках II, I2, 6... I0. Вихід із циклу можливий у двох випадках:

1/ не виконується умова блоку I2 і керування передається через блок I3 на блок I7, де значення Z_1 збільшується на одиницю і блок I8 передає керування на блок 4 для подальшого обчислення по циклу величини ΔU ;

2/ не виконується умова блоку I0 і керування передається на блок I5, де обчислюються значення чисел зубців коліс Z_3, Z_4 перевіряється виконання умов співвісності, сусідства, складання та правильного зачеплення за відповідними формулами із ряду /7 ... I6, a/ . Якщо всі вимоги виконуються, то параметри одержаного варіанту планетарної передачі друкуються /блок I 6 / і блок I7 змінює значення Z_1 для подальшого об-

числення параметрів можливих варіантів передачі. На блок I7 передається керування блоком I5 також у випадку невиконання умов існування передачі. Описаний пошук можливих варіантів передачі відбувається до того часу, поки $Z_1 \leq Z_{1max}$. Коли Z_1 в блоку I7 набуває значення більше Z_{1max} , то блок I8 передає керування блоку I9, де значення Z_2 збільшується на одиницю і попередній цикл обчислення повторюється.

Пошук можливих варіантів передачі триває до досягнення значення $Z_2 > Z_{2max}$ що для блоку 20 буде ознакою на передачу керування блоку 21 для завершення пошуку.

При заданих вхідних параметрах /див.блок 2/, виконання умов блоків I0 і I5 однозначно визначає можливість існування планетарної передачі. Отже, розглянутий алгоритм дозволяє відшукати всі можливі варіанти планетарних механізмів, які мають значення чисел зубців Z_1 центрального колеса і Z_2 сателіта в заданих межах $Z_{1min} \leq Z_1 \leq Z_{1max}$ і $Z_{2min} \leq Z_2 \leq Z_{2max}$, а також $Z_4 \geq Z_{4min}$.

Для зручності в користуванні алгоритми синтезу планетарних механізмів схем I...4 об'єднані в спільний алгоритм, блок-схема якого і відповідна програма RED наведені в дод. I і 2.

6. Вибір зони пошуку чисел зубців коліс.

Оскільки описаний алгоритм синтезу планетарної передачі передбачає перевірку виконання умов синтезу всіма можливими варіантами механізму, то тривалість розрахунку на ЕОМ буде залежати від вибору величини зони пошуку, тобто від значень Z_{1min} , Z_{1max} , Z_{2min} , Z_{2max} . Відзначимо, що зменшення ширини зони пошуку буде зменшувати не тільки необхідний для розрахунків машинний час, але зменшує також вірогідність іс-

нування в цій зоні можливих варіантів механізму.

Методику вибору меж зони пошуку чисел зубців можливих варіантів планетарного механізму розглянемо для конкретних схем.

6.1. Схема № I / $+2,3 \leq U_{2H} \leq +8,4$ /

Вибираючи межі зони пошуку значень чисел зубців коліс будемо вважати, що зубці зубчастих коліс будуть нарізатися методом обкатки без зсуву інструменту, що обумовлює обмеження:
 $Z_1 \geq 17; Z_2 \geq 18; Z_4 \geq 85$.

Формули, для визначення найменших можливих значень чисел зубців Z_1 і Z_2 одержимо в результаті спільного розв'язання залежностей /2/ і /7/ з урахуванням технологічних обмежень на кількість зубців.

$$Z_{1 \min} = \frac{85}{U_{2H} - 1} \geq 17, \quad /21/$$

$$Z_{2 \min} = \frac{U_{2H} - 2}{2} \cdot Z_{1 \min} \geq 18. \quad /22/$$

Найбільші значення чисел зубців коліс обмежуватимуться допустимими габаритами передачі.

Приклад. Виберемо межі зони пошуку значень Z_1 і Z_2 при синтезі планетарного механізму схеми I з $U_{2H} = 2,5$.

Розв'язання.

По залежностях /21/ і /22/ обчислимо:

$$Z_{1 \min} = \frac{85}{U_{2H} - 1} = \frac{85}{2,5 - 1} = 57;$$

$$Z_{2 \min} = \frac{U_{2H} - 2}{2} \cdot Z_{1 \min} = \frac{2,5 - 2}{2} \cdot 57 = 14$$

Оскільки $Z_{2 \min}$ менше 18, то приймаємо $Z_{2 \min} = 18$ і по

формулі / 2 2/ обчислимо $Z_{1min} = \frac{2 Z_{2min}}{U_{2H} - 2} = \frac{2 \cdot 18}{2,5 - 2} = 72$

Виберемо межі зміни чисел зубців колеса Z_1 від $Z_{1min} = 72$ до $Z_{1max} = 100$. Тоді, згідно залежності / 2 2 / , одержимо:

$$Z_{2min} = \frac{U_{2H} - 2}{2} \cdot Z_{1min} = \frac{2,5 - 2}{2} \cdot 72 = 18;$$

$$Z_{2max} = \frac{U_{2H} - 2}{2} \cdot Z_{1max} = \frac{2,5 - 2}{2} \cdot 100 = 25.$$

Результати пошуку у вибраній зоні існуючих планетарних механізмів з нульовими зубчастими колесами і трьома сателітами наведені в дод.3.1.

6.2. Схема № 2 / $+2,0 < U_{2H} < 16/$

При визначенні зони пошуку чисел зубців коліс планетарної передачі використаємо формулу:

$$U_{14}^H = 1 - U_{2H}^H = \left(-\frac{Z_2}{Z_1}\right) \cdot \frac{Z_4}{Z_3} = U_{12}^H \cdot U_{34}^H$$

і відомі обмеження на кількість зубців нульових коліс: $Z_1 \geq 17$;
 $Z_2 \geq 18$; $Z_4 \geq 85$.

Приклад. Вибрати межі зміни значень Z_1 і Z_2 при синтезі планетарного механізму з $U_{2H} = 13$.

Розв'язання.

1. Розподілимо передаточне відношення оберненого механізму $U_{14}^H = 1 - U_{2H}^H = 1 - 13 = -12$ по ступеням, урахувавши співвідношення: $U_{14}^H = U_{12}^H \cdot U_{34}^H$; $0,2 \leq U_{12}^H \leq 5$; $2,3 \leq U_{34}^H \leq 6$

Припустимо, що $U_{12}^H = -3$ Тоді $U_{34}^H = \frac{U_{14}^H}{U_{12}^H} = \frac{-12}{-3} = 4$

2. Призначимо межі допустимих значень чисел зубців колеса Z_1 : $Z_{1min} = 18$; $Z_{1max} = 50$.

Отже $Z_{2min} = |U_{12}^H| \cdot Z_{1min} = 3 \cdot 18 = 54$,

$Z_{2max} = |U_{12}^H| \cdot Z_{1max} = 3 \cdot 50 = 150$

Оскільки бажано одержати механізм найменших розмірів і скоротити машинний час ЕОМ на виконання синтезу, то доцільно діапазон зміни значень Z_2 поділити і спочатку виконати синтез при значеннях:

$$Z_{1min} = 18; Z_{1max} = 50;$$

$$Z_{2min} = 54; Z_{2max} = 100.$$

В цілому діапазон значень Z_1 і Z_2 слід очікувати існування планетарного механізму з меншими розмірами, ніж в діапазоні значень

$$Z_{1min} = 18; Z_{1max} = 50;$$

$$Z_{2min} = 100; Z_{2max} = 150.$$

Зроблене припущення підтверджується результатами синтезу планетарної передачі по схемі 2 з передаточним відношенням $U_{1H} = 13$ і кількістю сателітів $K = 3$ як з однаковими $|m_1 = m_2 = 1 \text{ мм}|$, так і з різними $|m_1 = 2 \text{ мм}, m_2 = 3 \text{ мм}|$ модулями зубчастих коліс зовнішнього і внутрішнього зачеплення /див. дод. 3.2/.

6.3. Схема 3 $-24 < U_{1H} < -1$

Методика визначення між зони пошуку значень чисел зубців коліс Z_1 і Z_2 при синтезі планетарного механізму по схемі 3 аналогічна розглянутій для схеми 2. Оскільки зубчасті колеса утворюють тільки зовнішні зачеплення, то технологічним обмеженням при виготовленні нульових зубчастих коліс буде умова $Z \geq 17$. Крім цього необхідно мати на увазі, що в передачі зубчасті колеса Z_3, Z_4 сприймають більші навантаження, а тому, як правило, їх модуль зачеплення m_2 більше модуля зачеплення m_1 коліс Z_1, Z_2 . Щоб одержати можливо менші габарити передачі, загальне передаточне від-

ношення оберненого механізму $U_{14}^H = U_{12}^H \cdot U_{34}^H$ розподіляють по ступенях так, щоб забезпечити найбільш повне використання навантажувальної спроможності швидкохідної ступені. Орієнтовно це буде, якщо $U_{12}^H = 1,1 \dots 1,4 / U_{34}^H$. Більш обґрунтований вибір передаточних відношень пар зубчастих коліс може бути виконаний тільки в процесі багатоваріантного кінематичного синтезу планетарної передачі з урахуванням міцності зубців коліс.

Приклад, Вибрати межі зміни значень чисел зубців коліс Z_1 і Z_2 при синтезі планетарного механізму схеми 3 з $U_{14}^H = -24$.

Розв'язання.

1. Розподілимо передаточне відношення оберненого механізму $U_{14}^H = 1 - U_{14}^H = 1 - 1/24 = 25/24$ по ступенях.

Прийmemo: $U_{12}^H = U_{34}^H$.

Отже $U_{12}^H = \sqrt{U_{14}^H} = \sqrt{25/24} \approx 1,02$.

Назначимо межі зміни значень Z_1 :

$$Z_{1min} = 18; \quad Z_{1max} = 40.$$

Тоді: $Z_{2min} = U_{12}^H \cdot Z_{1min} = 1,02 \cdot 18 \approx 18$

$$Z_{2max} = U_{12}^H \cdot Z_{1max} = 1,02 \cdot 40 \approx 41$$

В дод.3.3 наведені приклади роздруку результатів синтезу планетарних механізмів з $U_{14}^H = -24$, $K = 3$ і довільно заданими значеннями модулів m_1 і m_2 . Кожен роздрук містить в собі ряд варіантів планетарних механізмів з найменшою кількістю зубців Z_1 / в заданих межах / при зміні значень Z_2 від Z_{2min} до Z_{2max} .

6.4. Схема 3 і 4 $-1 \leq U_{21} \leq +1$.

Якщо передаточне відношення оберненого механізму по модулю мало відрізняється від одиниці, то це обумовлює вірогідність існування планетарного механізму з заданим передаточним відношенням U_{21} в широкому діапазоні чисел зубців Z_1 і Z_2 . Отже, пошук існуючих варіантів планетарного механізму слід починати з найменших розмірів, тобто задавати $Z_2 \min$ і $Z_2 \max$ найменші із можливих. Оскільки час обчислення на ЕОМ в значній мірі залежить від різниці $Z_2 \max - Z_2 \min$, то доцільно зону пошуку по значенням Z_1 поділити на дві ділянки.

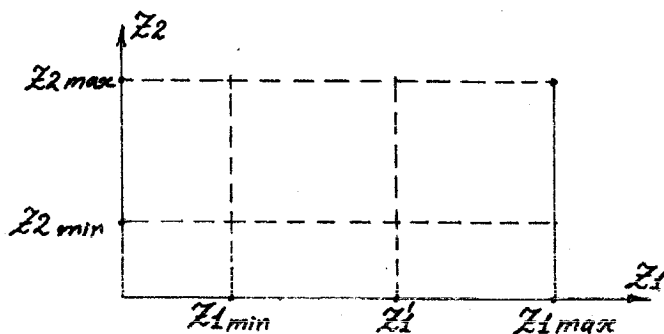


Рис.10

Найменші розміри механізму можливі і на першій ділянці, тобто /рис.10/ при зміні значень Z_1 від $Z_1 \min$ до $Z_1 \max = Z_1'$. Якщо в цій зоні значень Z_1 механізму не існує, то необхідно продовжити пошук існуючого механізму в наступній зоні значень від $Z_1 \min = Z_1'$ до $Z_1 \max$.

Зразки роздруку результатів синтезу планетарних механізмів схем 3 і 4 з модулями $m_1 = m_2$ і передаточним відношенням $U_{21} = -\frac{1}{24} = -0,0416667$ та $U_{21} = +\frac{1}{24} = 0,0416667$

наведені в дод 3.4. Співставляючи результати синтезу, слід мати на увазі, що ККД механізмів з $U_{2H} > 0$ дещо більший, ніж у механізмів з $U_{2H} < 0$ /див.рис.8/. Найменші розміри механізму з $U_{2H} = -0,0417$ одержані по схемі 4 : $Z_1 = 90$; $Z_2 = 30$; $Z_3 = 32$; $Z_4 = 92$.

7. Методичні вказівки до виконання розділу курсового проекту "Синтез і аналіз планетарної передачі".

Результати виконання завдання на синтез і аналіз планетарного механізму повинні бути подані графічною частиною і розрахунково-пояснювальною запискою, виконаними згідно з вимогами ЕСКД.

7.1. Підготовка вихідних даних для синтезу планетарного механізма на ЕОМ.

Щоб скористатися програмою синтезу планетарного механізму на ЕОМ необхідно попередньо виконати наступну роботу.

1. Ознайомитись з основами теорії планетарних передач, схемами планетарних механізмів, та їх особливостями /див.розділ 2...4/.

2. Уважно прочитати розділ 5 і з'ясувати для себе алгоритм синтезу планетарної передачі та його можливості. Бажано, користуючись запитаннями для самоперевірки /див.п.7.5/ впевнитись, що оволоділи необхідною інформацією для свідомого виконання синтезу і аналізу планетарної передачі.

3. Для заданої схеми приводу по відомих кутових швидкостях валів двигуна і робочої машини обчислити передаточне відношення планетарної передачі і вибрати схему планетарного механізму /див.розділ 3/. Якщо в схемі приводу в планетарній пе-

редачі ведече водило, то необхідно обчислити передаточне відношення U_{1H} від колеса Z_1 до водила H : $U_{1H} = \frac{1}{U_{H1}}$.

4. Згідно технічному завданню на синтез планетарного механізму і загальним вимогам до конструкції приводу вибрати кількість сателітних блоків K , допустиму похибку E передаточного відношення у відсотках, модуль m_1 пари коліс Z_1, Z_2 і модуль m_2 коліс Z_3, Z_4 .

5. Відповідно до рекомендацій, викладених в розділі 6, вибрати зону пошуку $/Z_{1min}, Z_{1max}, Z_{2min}, Z_{2max}/$ існуючого варіанту планетарного механізму і назначити найменшу допустиму кількість зубців Z_4 колеса 4. Кількість обертів водила, необхідних для установки під час монтажу чергового блока сателітів, не слід вибирати більше 2, а припустиме найбільше значення коефіцієнта сприйманого зміщення γ більше 1,5.

7.2. Виконання розрахунку на ЕОМ.

Послідовність виконання необхідних операцій за пультом дисплея ЕОМ "МЕРА" під час синтезу планетарної передачі наведена в табл.7. Працюючи за пультом, слід пам'ятати, що ЕОМ приймає введену з пульта команду до виконання тільки після натискання на клавішу "CR".

Таблиця 7.

№ пп	Зображення на екрані дисплея	Директива ЕОМ /введення даних по запиту програми/.
1	2	3
1.		Виключити дисплей
2	<input type="checkbox"/>	Викликати виділену ви- кладачем "персональну" ЕОМ, наприклад, № 2: HEL_100/102/STUD2

I	2	1	3
3.	GOOD MORNING	Увійти в систему БЕЙСИК BAS	
4.	READI	Викликати програму із пам'яті EOM: OLD	
5.	OLD FILE NAME --	Повідомити розташування і назву програми: VEφ:[33,33]RED.BAS;1	
6.	/EOM готова до розрахунків/ READI	/команда на початок ро- боти з програмою RUN	
7.	Початок програми Введіть своє прізвище	Петренко А.	
8.	Введіть номер групи	4М-93	
9.	Введіть номер схеми планетар- ного редуктора: 1: +2,3 ≠ U _{IN} ≠ +8,4 2: +2,0 ≠ U _{IN} ≠ +15 3: -24 ≠ U _{IN} ≠ +1 4: -1 ≠ U _{IN} ≠ +1		2
10.	Яку кількість варіантів бажано одержати		5
11.	Введіть параметри технічного завдання: Передаточне відношення		2
12.	Припустиму похибку передаточного відношення у відсотках		3
13.	Припустиме найбільше значення кое- фіцієнта сприйманого зміщення пари колес Z ₁ , Z ₂ .		1
14.	Кількість сателітних блоків		3
15.	Бажану найменшу кількість зубців в колесі Z ₁		18
16.	Можливу найбільшу кількість зубців в колесі Z ₁		50
17.	Бажану найменшу кількість зубців в сателіті Z ₂		18

I	2	!	3
18.	Можливу найбільшу кількість зубців в сателіті Z_2		60
19.	Допустиме найменше число зубців в колесі Z_4		85
20.	Модуль ведучого колеса Z_1		2
21.	Модуль нерухомого колеса Z_4		2,5
22.	Припустима кількість обертів водила, необхідних для установки під час монтажу чергового блока сателітів		I

23. На екрані висвітлюються послідовні значення Z_1, Z_2, Z_3, Z_4, C і N , які не задовільняють поставленим вимогам до параметрів планетарного механізму. Після виявлення першого варіанту механізму, котрий задовільняє вимогам технічного завдання, на екран дисплея програма виводить тільки можливі варіанти механізму в кількості не більше заявлених в п. 10 цієї таблиці. У випадку, якщо розрахунками не виявлено жодного механізму, який задовільняє поставленим умовам, то на екран дисплея подається відповідна інформація.

Після закінчення розрахунку по умовах, заданих в п.9...п.22 цієї таблиці, на екрані дисплея одержимо такий результат:


N :	Z_1	Z_2	Z_3	Z_4	N
1	41	19	38	86	0
2	50	20	35	91	0
READI					

ЕОМ готова виконувати наступний розрахунок .

У пам'ять машини результати синтезу записані як файл RED.LST; n / n - номер файла/, котрий може бути виведений

на екран дисплея або віддрукований у вигляді, наведеному в додатку 3. Послідовність команд, для перегляду файла результатів розрахунку і подальшого їх роздруку наведена у табл.8.

Таблиця 8.

№ пп	Зображена на екрані дисплея	Директива EOM
1	2	3
1.	Розрахунки виконані. <i>READ1</i>	Вихід із системи БЕЙСИК <i>BYE</i>
2.	>	Виклик каталога файлів: <i>DIR</i>
3.	Каталог файлів. Результати розрахунку/останнього/ записані під іменем <i>RED.LST; n</i> з найбільшим значенням числа <i>n</i>	Виклик файла результатів розрахунку на екран дисплея *) <i>TY, RED.LST; n</i>
4.	Результати розрахунку  >	Після перевірки правильності введених вхідних даних, викличе програму керування роздруком результатів: <i>PIP</i>
5.	<i>PIP ></i>	Команда на роздрук: <i>LPФ:=VE12:RED.LST; n</i>
6.	<i>PIP</i>	Вихід із системи —одночасний натиск на клавіші <i>CTRL - X</i>
7.	>	

*) Примітка: І. Якщо, не виходячи із системи **BAS**, послідовно виконати розрахунки кількох варіантів /1,2..., *n* / передач, то в пам'яті EOM результати розрахунків будуть записані

в файлах під іменами $RED.LST;1$, $RED.LST;2$, ..., $RED.LST;n$.

2. Для припинення виводу на екран дисплей результатів розрахунку необхідно одночасно натиснути на клавіші "STRL" і "S". Відновлення подальшого виводу на екран буде, якщо одночасно натиснути на клавіші "STRL" і "Q".

Подальші команди залежать від наміру закінчити роботу на EOM /команда BYE /, або виконати додатково синтез планетарного механізму по інших початкових умовах. У цьому випадку необхідно скористатися командами, наведеними в табл. 7, починаючи з рядка № 3 /команда BAS / і нижче.

7.3. Графічна частина проекту.

Графічно в курсовому проекті повинні бути зображені у вибраному масштабі кінематична схема планетарного механізма, картина лінійних швидкостей точок ланок і картина кутових швидкостей ланок /рис.II/.

Одержавши роздрук результатів синтезу /наприклад, наведений в дод.3.22/, необхідно вибрати один із варіантів планетарного механізму, який найбільш повно відповідає поставленим вимогам до приводу, обчислити розміри зубчастих коліс і, вибравши масштабний коефіцієнт лінійних розмірів M_L , побудувати схему планетарного механізму /рис.II,а/.

В проєкційному зв'язку з кінематичною схемою будується картина швидкостей точок ланок механізму /рис.II,б/ в координатній системі VOU , вісь $OУ$ котрої співпадає з віссю обертання колеса Z_1 . Через точки P_2 , O_2 , P , n на схемі механізма проводять паралельно осі $OУ$ прямі, які перетнуться з віссю $OУ$ і визначать положення відповідних точок P'_2 , O'_2 , P' , n' . На продовженні лінії $P_2P'_2$ відкла-

дають відрізок $P_2'A$, який на картині швидкостей зображує вектор швидкості точки P_2 початкового кола Z_1 і співпадаючої з нею точки початкового кола Z_2 блоку сателітів Z_2-Z_3 . Оскільки точка P /полос зачеплення коліс Z_3, Z_4 / одночасно є миттєвим центром обертання блока сателітів в абсолютному русі і належить також нерухомому колесі Z_4 , то вона нерухома. Отже лінія $A_1P'A_3$ проведена через точки A_1P' , є графіком швидкостей точок блоку сателітів, а відрізок $O_2'A_2$ буде вектором абсолютної швидкості точки O_2 /осі обертання блока сателітів відносно водила H / навколо нерухомої осі O_1 . З'єднавши точки O і A_2 прямою лінією, одержимо графік швидкостей точок водила H . Масштабний коефіцієнт M_v картини швидкостей буде.

$$M_v = \frac{v_{P_2}}{(P_2'A_2)}$$

де $(P_2'A_2)$ - довжина відрізка $P_2'A$ в мм,

v_{P_2} - колова швидкість колеса Z_1 .

$$v_{P_2} = \omega_1 \cdot l_{O_1P_2} = \omega_1 \frac{m \cdot Z_1}{2 \cdot 1000} \text{ м/с}$$

Для побудови картини кутових швидкостей /рис. II, в/ на осі O_1 відкладають довільної довжини відрізок (CF) , через точку C проводять паралельно осі O_1U лінію $n-n$ і через точку F проводять лінії, паралельні відрізкам OA_1, OA_2, AA_3 картини швидкостей. Точки a, b, c і d на прямій $n-n$ визначають пропорційні кутовим швидкостям $\omega_1, \omega_2, \omega_H, \omega_{2H}$ відповідні відрізки $(ac), (cd), (cb)$ і (db) . Коефіцієнтом пропорційності буде масштабний коефіцієнт M_ω картини кутових швидкостей. Визначимо його величину.

$$\omega_1 = \frac{v_{P_2}}{L_{O_2 P_2}} = \frac{M_v (P_2 A_1)}{M_e (O P_2')} = \frac{M_v}{M_e} \operatorname{tg} \psi_1 = \frac{M_v \cdot (a c)}{M_e \cdot (c f)} = M_v \cdot (a c).$$

Отже,

$$M_{\omega} = \frac{M_v}{M_e \cdot (c f)} \cdot [c^3 / \text{mm}].$$

Аналогічно одержимо: $\omega_2 = (c d) \cdot M_{\omega}$;

$$\omega_H = (c b) \cdot M_{\omega}; \quad \omega_{2H} = (d b) \cdot M_{\omega}.$$

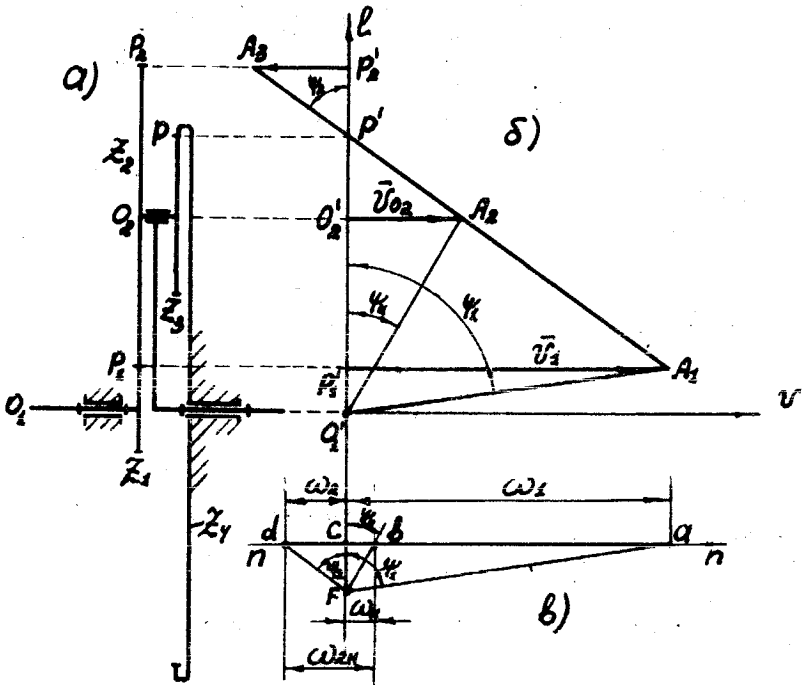


Рис. II

7.4. Розрахунково-пояснювальна записка.

Розрахунково-пояснювальна записка виконується на стандартних листах паперу формату А4, оформлених згідно з вимогами ЕСКД, і є одним із розділів загальної розрахунково-пояснювальної записки по курсовому проекту.

В записці по розділу "Синтез і аналіз планетарної передачі" необхідно в стислій формі викласти наступне:

1/ сформулювати завдання на синтез планетарної передачі і навести вихідні дані для подальших розрахунків;

2/ навести додаткові вихідні дані, які необхідні для виконання синтезу передачі на ЕОМ і назначаються конструктивно, або обумовлюються технічними вимогами до приводу;

3/ виконати аналіз результатів синтезу в об'ємі: вибрати із роздруку розрахунковий варіант планетарної передачі, обчислити фактичне передаточне відношення і співставити його величину з заданою, перевірити виконання умов співвісності, складання, сусідства;

4/ обчислити величину коефіцієнта корисної дії планетарного механізму;

5/ виконати кінематичний аналіз планетарного механізму аналітичним і графічним методами та співставити одержані результати.

Приклад оформлення і змісту розрахунково-пояснювальної записки по розділу "Синтез і аналіз планетарної передачі" наведений в додатку 4.

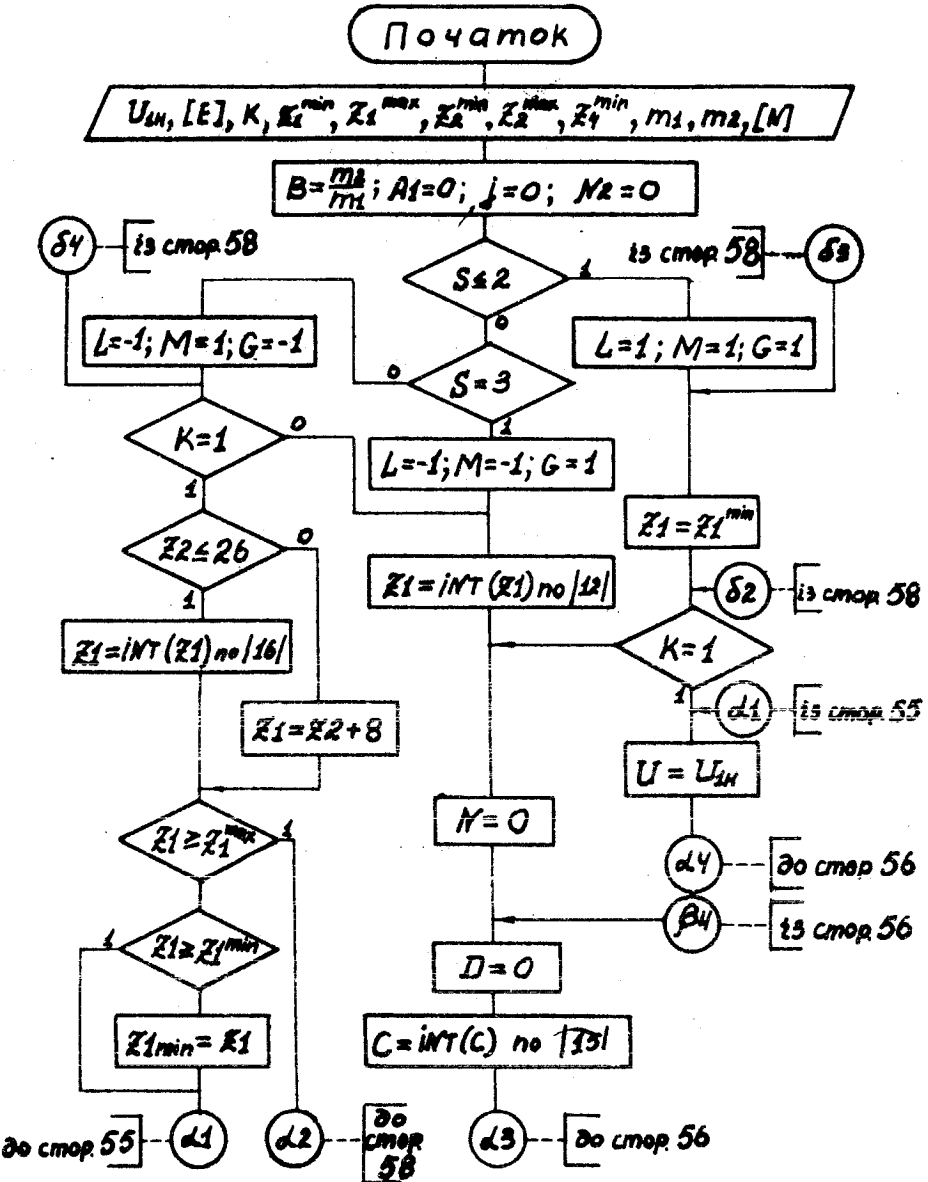
7.5. Запитання для самоперевірки

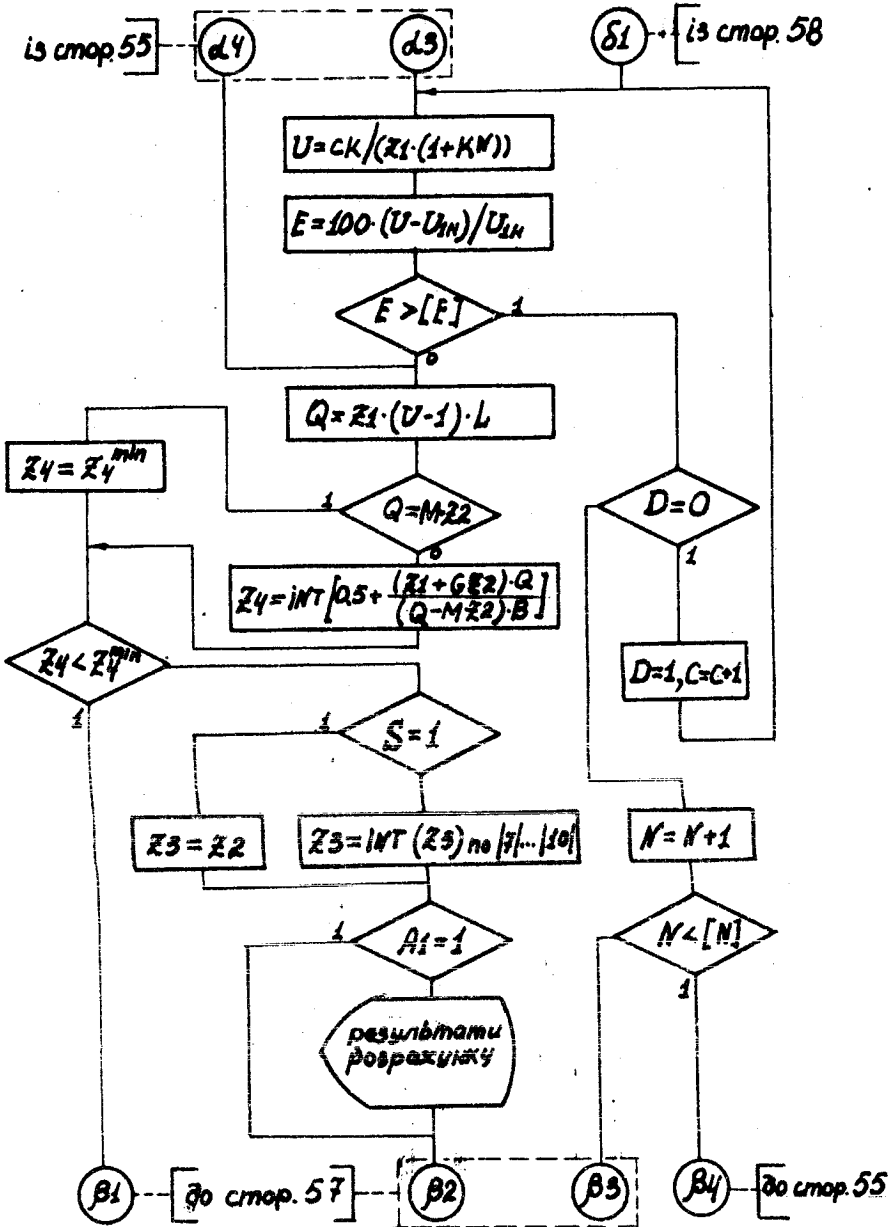
1. Які зубчасті передачі називають евольвентними? Їх особливості.

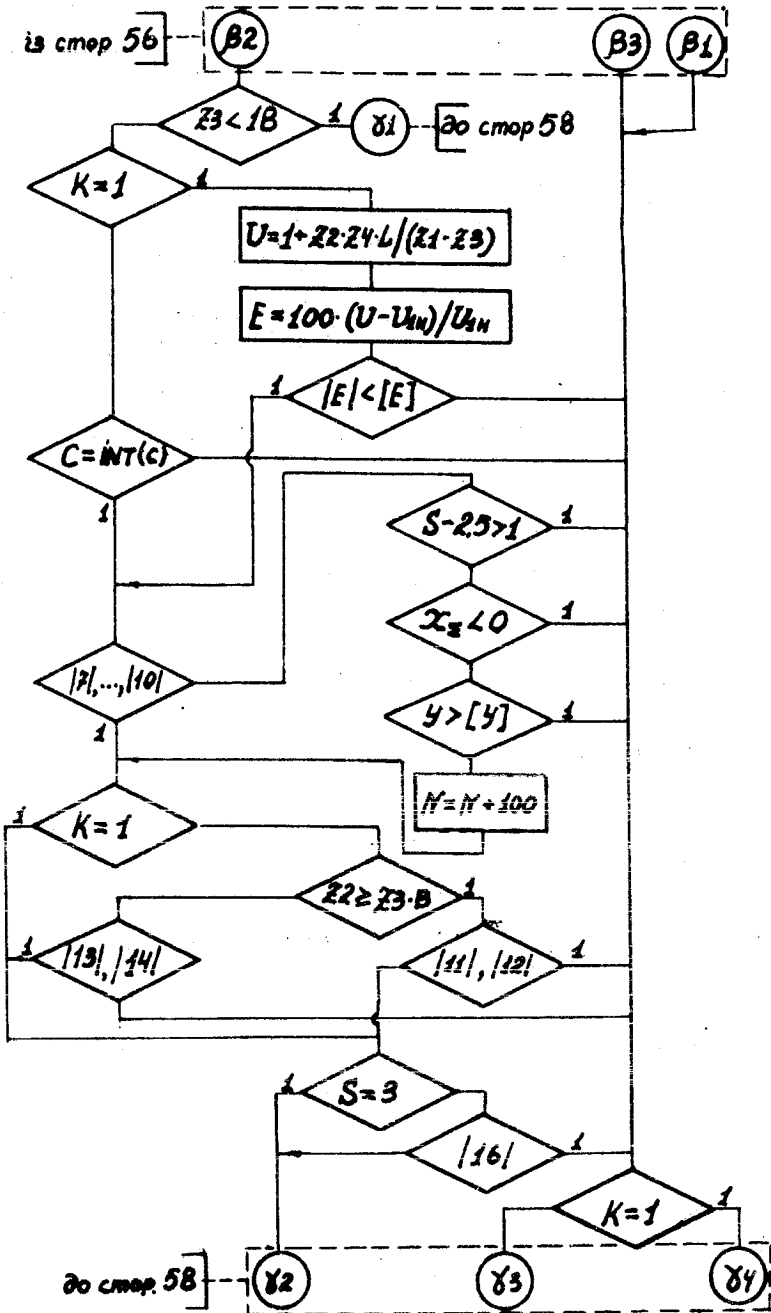
2. Які кола зубчастого колеса називають основним, ділильним, початковим?
3. Що називають модулем і кроком зубчастого зачеплення?
4. Що називається коефіцієнтом перекриття?
5. Дайте визначення дуги зачеплення, лінії зачеплення.
6. Які зубчасті колеса називають нульовими?
7. Які зубчасті колеса називають корогованими? Що таке коефіцієнт зсуву /зміщення/?
8. Запишіть формулу для обчислення відстані між осями обертання пари нульових зубчастих коліс.
9. Яке зачеплення зубчастих коліс називають рівнозсувним, нерівнозсувним?
10. Що називають коефіцієнтом сприймаемого зсуву? Як впливає його значення на величину відстані між осями обертання коліс?
11. Як визначити передаточне відношення пари зубчастих коліс?
12. Яке зачеплення пари зубчастих коліс називають зовнішнім, внутрішнім? Запишіть формули для обчислення їх передаточного відношення через числа зубців коліс.
13. Як визначається знак передаточного відношення?
14. Запишіть формулу для обчислення міжосьової відстані в парі зубчастих коліс з нерівнозсувним зачепленням.
15. Які зубчасті передачі називають планетарними?
16. Запишіть формулу Віліса і дайте визначення всім величинам, які входять до неї.
17. Який механізм називають оберненим по відношенню до планетарного.
18. Як обчислити передаточне відношення U_{IH}^n планетарного механізму?
19. Запишіть формулу для обчислення міжосьової відстані в парі зубчастих коліс з рівнозсувним зачепленням.
20. Із формули Віліса виведіть залежність між передаточними відношеннями планетарного U_{IH}^n і оберненого U_{IH}^n механізмів.
21. Запишіть формулу для обчислення передаточного відношення двоступінчастої зубчастої передачі:

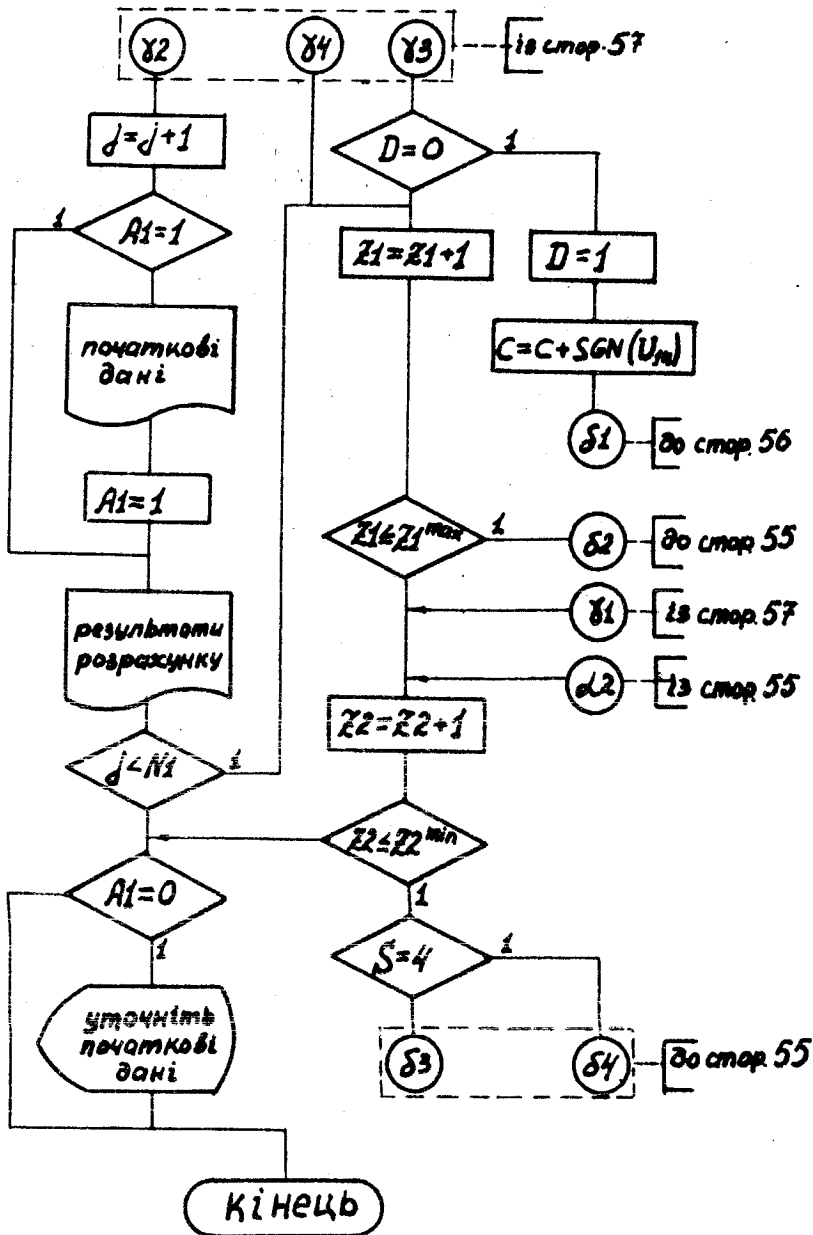
- а/ обидві пари мають зовнішнє зачеплення;
 б/ обидві пари мають внутрішнє зачеплення;
 в/ одна пара-зовнішнє, а друга-внутрішнє.
22. Запишіть умови співвісності для планетарних механізмів схем 1...4. Співставте записані формули із формулами табл.2.
23. Сформулюйте умову сусідства. По якій парі коліс двоохрядної планетарної передачі слід перевіряти виконання умови сусідства?
24. Сформулюйте умову складання.
25. Чи можна виконувати наближене обчислення /з округленням/ при перевірці виконання умови складання по формулі /15/?
26. Що розуміють під терміном "явище підрізання профілю зуба", коли і за яких умов воно може виникнути?
27. Що називають коефіцієнтом корисної дії? Який вигляд має графік залежності ККД планетарного механізму від величини передаточного відношення?
28. Які переваги та недоліки мають планетарні передачі порівняно з іншими типами передач обертального руху?
29. Чи залежить навантажувальна спроможність планетарної передачі від кількості сателітних блоків? Чому?
30. Користувчись блок-схемою алгоритму синтезу /рис.9/, з'ясуйте послідовність обчислення параметрів планетарного механізму на ЕОМ.
31. Як обчислити абсолютну кутову швидкість сателіта?
32. Як обчислити кутову швидкість сателіта відносно водила?

Блок-схема алгоритму









Додаток 2.

Програма синтезу планетарних передач типу 2К-Н

```

5 PRINT "ПРОГРАМА 'RED'. АВТОР А.І.МОХНАТЮК"
10 PRINT "СИНТЕЗ ПЛАНЕТАРНОГО РЕДУКТОРА. СХЕМИ 1...4"
20 PRINT "ВВЕДИТЬ СВОЕ ПРИЗВИЩЕ. ІНІЦІАЛИ"
25 INPUT F*
30 PRINT "ВВЕДИТЬ НОМЕР НАВЧАЛЬНОЇ ГРУПИ"
35 INPUT G*
36 FOR P=0 TO 10 \ PRINT \ NEXT P
40 PRINT "ВВЕДИТЬ НОМЕР СХЕМИ ОДНОСТУПІНЧАТОГО ПЛАНЕТАРНОГО РЕДУКТОРА"
41 PRINT \ PRINT
45 PRINT "1-ОДНОРЯДНИЙ. ЗАЧЕПЛЕННЯ ЗОВНІШНЄ І ВНУТРІШНЄ"
46 PRINT " (+2.3 ( U1H ( +8 ) )" \ PRINT
50 PRINT "2-ДВОРЯДНИЙ. ЗАЧЕПЛЕННЯ ЗОВНІШНЄ І ВНУТРІШНЄ"
51 PRINT " (+2.0 ( U1H ( +15 ) )" \ PRINT
55 PRINT "3-ДВОРЯДНИЙ. ЗАЧЕПЛЕННЯ ОБОХ ПАР ЗОВНІШНЄ"
56 PRINT " (-24 ( U1H ( +1 ) )" \ PRINT
60 PRINT "4-ДВОРЯДНИЙ. ЗАЧЕПЛЕННЯ ОБОХ ПАР ВНУТРІШНЄ"
61 PRINT " (-1 ( U1H ( +1 ) )" \ PRINT
65 INPUT S
70 PRINT "ЯКУ КІЛЬКІСТЬ ВАРІАНТІВ БАЖАНО ОДЕРЖАТИ?"
75 INPUT N1
80 PRINT "ВВЕДИТЬ ПАРАМЕТРИ ТЕХНІЧНОГО ЗАВДАННЯ" \ PRINT
85 PRINT "ПЕРЕДАТОЧНЕ ВІДНОШЕННЯ ВІД КОЛЕСА Z1 ДО ВОДИЛА"
90 INPUT U0
95 PRINT "ПРИПУСТИМУ ПОХИБКУ ПЕРЕДАТОЧНОГО ВІДНОШЕННЯ В ВІВСОТКАХ"
100 INPUT E0
101 IF ABS(S-2.5)>1 THEN 107
103 PRINT "ПРИПУСТИМЕ НАЙБІЛЬШЕ ЗНАЧЕННЯ У-КОЕФ. СПРИЙМАЕМОГО ЗСУВУ"
104 PRINT "ПАР КОЛІС Z1,Z2 (ДЛЯ НУЛЬОВИХ КОЛІС У=0)"
105 INPUT Y
107 PRINT "КІЛЬКІСТЬ САТЕЛІТНИХ БЛОКІВ"
110 INPUT K
115 PRINT "БАЖАНУ НАЙМЕНШУ КІЛЬКІСТЬ ЗУБІВ В КОЛЕСІ Z1"
116 PRINT " ( НЕ МЕНШЕ 18 )"
120 INPUT Z0
125 PRINT "МОЖЛИВУ НАЙБІЛЬШУ КІЛЬКІСТЬ ЗУБІВ В КОЛЕСІ Z1"
130 INPUT Z5
131 PRINT "БАЖАНУ НАЙМЕНШУ КІЛЬКІСТЬ ЗУБІВ В САТЕЛІТІ Z2"
132 PRINT " ( НЕ МЕНШЕ 18 )"
133 INPUT Z2
135 PRINT "МОЖЛИВУ НАЙБІЛЬШУ КІЛЬКІСТЬ ЗУБІВ В САТЕЛІТІ Z2"

```

```

140 INPUT Z
141 PRINT "ДОПУСТИМЕ НАЙМЕНШЕ ЧИСЛО ЗУБЦІВ В КОЛЕСІ Z4"
142 INPUT Z7
145 PRINT "МОДУЛЬ ВЕДУЧОГО КОЛЕСА"
150 INPUT M1
155 PRINT "МОДУЛЬ НЕРУХОМОГО КОЛЕСА"
160 INPUT M2
165 PRINT "ПРИПУСТИМА КІЛЬКІСТЬ ОВЕРТІВ ВОДИЛА, НЕОБХІДНИХ ДЯ"
166 PRINT "УСТАНОВКИ ПІД ЧАС МОНТАЖУ ЧЕРГОВОГО БЛОКА САТЕЛІТІВ"
170 INPUT N0
180 B=M2/M1 \ A1=0 \ J=0 \ N2=0
190 IF S<=2 THEN 380
200 IF S=3 THEN 360
210 L=-1 \ M=1 \ G=-1
220 IF K=1 THEN 841
230 Z1=INT(1+(2+Z2*(1+SIN(PI/K)))/SIN(PI/K))
235 N=0
240 D=0
250 C1=ABS(Z1*U0*(1+K*N)/K) \ C=INT(C1)*SGN(U0)
280 U=C*K/(Z1*(1+K*N))
290 E=100*(U-U0)/U0
300 IF ABS(E)>E0 THEN 400
310 Q=Z1*(U-1)*L
315 IF Q=M*Z2 THEN 324
320 Z4=INT(.5+(Z1+G*Z2)*Q/((Q-M*Z2)*B))
322 GO TO 328
324 Z4=Z7
328 IF Z4<Z7 THEN 440
330 IF S=1 THEN 480
340 Z3=INT(.5+M*(Z4-(Z1+G*Z2)/B))
350 GO TO 482
355 U=U0 \ GO TO 310
360 L=-1 \ M=-1 \ G=1 \ GO TO 390
380 L=1 \ M=1 \ G=1
390 Z1=Z0
395 IF K=1 THEN 355
398 GO TO 235
400 IF D=0 THEN 470
420 N=N+1
430 IF N<=N0 THEN 240
440 IF K=1 THEN 445
442 IF D=0 THEN 470
445 Z1=Z1+1
450 IF Z1<=Z5 THEN 395
460 GO TO 850
470 D=1 \ C=C+1*SGN(U0) \ GO TO 280
480 Z3=Z2
482 IF A1=1 THEN 490
485 PRINT "Z1=":Z1:TAB(10)"Z2=":Z2:TAB(20)"Z3=":Z3:TAB(30)"Z4=":
486 PRINT Z4:TAB(40)"C=":C:TAB(50)"N=":N
490 IF Z3<18 THEN 850
492 IF K=1 THEN 900

```

```

495 IF ABS(B-Z2*Z4/Z3)>1.00000E-04 THEN 440
510 IF (Z1+Z2*C)*M1<>(Z4-M*Z3)*M2 THEN 512
511 GO TO 520
512 IF ABS(S-2.5)>1 THEN 440
514 IF (Z4-Z3*M)*B-(Z1+Z2*G)<0 THEN 440
515 IF (Z4-M*Z3)*B-(Z1+Z2*G)>Y THEN 440
516 N=N+100 \ REM "ОЗНАКА КОРЕГУВАВНЯ"
520 IF K=1 THEN 570
530 IF Z2=Z3*B THEN 560
540 IF (Z4-M*Z3)*SIN(PI/K)=(Z3+2) THEN 570
550 GO TO 440
560 IF (Z1+Z2*G)*SIN(PI/K)<(Z2+2) THEN 440
570 IF S=3 THEN 590
580 IF Z4<<((Z3*Z3-34)/(2*Z3-34)) THEN 440
590 J=J+1
595 U=INT(10000*U+.5)/10000 \ E=INT(100*E+.5)/100
600 IF A1=1 THEN 800
605 OPEN "LP:" FOR OUTPUT AS FILE #1
610 PRINT #1." СИНТЕЗ ПЛАНЕТАРНОГО РЕДУКТОРА"
620 PRINT #1." ВИКОНАВЕЩЬ "F*:" ГРУПА "C*
630 PRINT #1." В И Х И Д Н И Д А Н И : U1H="U0:
640 IF S=1 THEN 680
650 IF S=2 THEN 690
660 IF S=3 THEN 700
670 PRINT #1." СХЕМА 4 " \ GO TO 710
680 PRINT #1." СХЕМА 1 " \ GO TO 710
690 PRINT #1." СХЕМА 2 " \ GO TO 710
700 PRINT #1." СХЕМА 3 "
710 PRINT #1." Z1 MIN =":Z0:" Z1 MAX =":Z5:" Z2 MIN =":Z2:" Z2 MAX =":Z
720 PRINT #1." M1=":m1:" M2=":m2:" K=":K:" E=":E0:" X=":N:" N0
730 PRINT #1." РЕЗУЛЬТАТИ СИНТЕЗУ"
740 PRINT #1."-----";
741 PRINT #1."-----";
750 PRINT #1." N П/П":TAB(10)"U1H":TAB(20)"EX":TAB(30)"Z1":
751 PRINT #1.TAB(40)"Z2":TAB(50)"Z3":TAB(60)"Z4":TAB(70)"N ОБЕРТІВ"
760 PRINT #1."-----";
761 PRINT #1."-----";
765 IF A1=1 THEN 780
770 FOR P=1 TO 20 \ PRINT " " \ NEXT P
780 PRINT " N П/П":TAB(12)"Z1":TAB(24)"Z2":TAB(36)"Z3":TAB(48)"Z4":
781 PRINT TAB(60)"ENJ"="N0
790 A1=1
800 PRINT " ":J:TAB(12)Z1:TAB(24)Z2:TAB(36)Z3:TAB(48)Z4:TAB(60)N
810 PRINT #1." ":J:TAB(10)U:TAB(20)E:TAB(30)Z1:TAB(40)Z2:
811 IF N)=100 THEN 816
814 PRINT #1.TAB(50)Z3:TAB(60)Z4:TAB(70)N \ GO TO 820
816 N2=N \ N=N-100

```

```

818 PRINT #1.TAB(50)Z3:TAB(60)Z4:TAB(70)N: ".КОР"
820 IF J<N1 THEN 440
822 IF A1=0 THEN 880
823 IF N2<100 THEN 830
824 PRINT #1." П Р И М І Т К А : 1.ДЛЯ МЕХАНІЗМА З ПОМІТКОЮ 'КОР' УМОВУ"
825 PRINT #1." СПІВВІСНОСТІ ВИКОНАТИ ШЛЯХОМ КОРЕГУВАННЯ КОЛІС Z1 I Z2."
828 PRINT #1." 2. ВЕЛИЧИНА КОЕФ. СПРИЙМАЕМОГО ЗСУВУ НЕ БІЛЬШЕ 'Y MAX'=:Y
830 PRINT #1."-----";
831 PRINT #1."-----";
835 PRINT #1.TAB(20)"РОЗРАХУНКИ ВИКОНАНІ"
840 GO TO 950
841 IF Z2<=26 THEN 845
842 Z1=Z2+8 \ GO TO 846
845 Z1=INT((Z2*Z2-34)/(2*Z2-34))
846 IF Z1>=Z5 THEN 850
847 IF Z1>=Z0 THEN 355
848 Z0=Z1 \ GO TO 355
849 REM "ВИБІР Z1MIN. ОПЕРАТОРИ 841...848"
850 Z2=Z2+1
860 IF Z2<=Z THEN 940
870 GO TO 822
880 PRINT "РОЗРАХУНКАМИ НЕ ВИЯВЛЕНО МЕХАНІЗМА, ЯКИЙ ЗАДОВІЛЬНЯЄ"
881 PRINT "ПОСТАВЛЕННИМ УМОВАМ"
882 PRINT " У Т О Ч Н І Т Ь В И Х І Д Н І Д А Н І "
890 GO TO 980
900 U=1+I.*Z2*Z4/(Z1*Z3)
910 E=100*(U-U0)/U0
920 IF ABS(E)<E0 THEN 510
930 GO TO 440
940 IF S=4 THEN 220 \ GO TO 390
950 FOR P=1 TO 2 \ PRINT #1 \ NEXT P
980 CLOSE
990 END

```

Додаток 3

Приклади синтезу планетарних механізмів.

В додатку наведені результати багатоваріантного синтезу планетарних механізмів з передаточним відношенням 2,5; 13; 24, реалізованого відповідними схемами з трьома сателітами.

Передаточне відношення	номер схеми мех./табл.6/	Модуль		Результати синтезу в додатку табл.
$U_{2H} = 2,5$	1	I	I	3.1
$U_{2H} = 13$	2	I	I	3.2.1.
		2	3	3.2.2.
$U_{2H} = -24$	3	I	I	3.3.1.
		2	3	3.3.2.
		3	4	3.3.3
$U_{2H} = 24; U_{2H} = 0,0416667$	3	I	I	3.4.1
	4	I	I	3.4.2
$U_{2H} = -24; U_{2H} = 0,0416667$	3	I	I	3.4.3
	4	I	I	3.4.4

Таблиця 3.1.

СИНТЕЗ ПЛАНЕТАРНОГО РЕДУКТОРА

ВИКОНАВЕЦЬ _____ ГРУПА _____

В И Х І Д Н І Д А Н І : $U_{1H} = 2,5$ СХЕМА 1

$Z_1 \text{ MIN} = 72$ $Z_1 \text{ MAX} = 100$ $Z_2 \text{ MIN} = 19$ $Z_2 \text{ MAX} = 30$

$M_1 = 1$ $M_2 = 1$ $K = 3$ $E = 3\%$ $N = 0$

РЕЗУЛЬТАТИ СИНТЕЗУ

N П/П	U_{1H}	EX	Z1	Z2	Z3	Z4	N ОБ'ЄКТІВ
1	2.5135	.54	74	19	19	112	0
2	2.4935	-.26	77	19	19	115	0
3	2.475	-1	80	19	19	118	0
4	2.5263	1.05	76	20	20	116	0
5	2.5063	.25	79	20	20	119	0
6	2.4878	-.49	82	20	20	122	0
7	2.4706	-1.18	85	20	20	125	0
8	2.5385	1.54	78	21	21	120	0
9	2.5185	.74	81	21	21	123	0
10	2.5	0	84	21	21	126	0
11	2.4828	-.69	87	21	21	129	0
12	2.5301	1.2	83	22	22	127	0
13	2.5116	.47	86	22	22	130	0
14	2.4944	-.22	89	22	22	133	0
15	2.4783	-.87	92	22	22	136	0

РОЗРАХУНКИ ВИКОНАНІ

СИНТЕЗ ПЛАНЕТАРНОГО РЕДУКТОРА

Таблица 3.2.1.

ВИКОНАВЕЩЬ _____ ГРУПА _____

В И Х І Д Н І Д А Н І : $U_{1H} = 13$ СХЕМА 2

$Z_1 \text{ MIN} = 18$ $Z_1 \text{ MAX} = 50$ $Z_2 \text{ MIN} = 54$ $Z_2 \text{ MAX} = 150$

$M_1 = 1$ $M_2 = 1$ $K = 3$ $E = 3\%$ $N = 0$

РЕЗУЛЬТАТИ СИНТЕЗУ

№ П/П	U_{1H}	$E\%$	Z_1	Z_2	Z_3	Z_4	№ ОБЕРТІВ
1	13	0	18	54	24	96	0
2	13	0	21	56	22	99	0
3	13	0	18	60	30	108	0
4	12.9231	-0.59	26	62	22	110	0
5	13	0	21	63	28	112	0
6	13.1053	.81	19	64	32	115	0
7	12.96	-0.31	25	65	25	115	0
8	12.9	-0.77	20	66	33	119	0
9	13.0645	.5	31	68	22	121	0
10	13	0	21	70	35	126	0
11	12.9231	-0.59	26	70	28	124	0
12	13	0	18	72	45	135	0
13	13	0	24	72	32	128	0
14	13	0	42	72	19	133	0
15	13.0909	.7	22	74	37	133	0

РОЗРАХУНКИ ВИКОНАНІ

Таблица 3.2.2.

СИНТЕЗ ПЛАНЕТАРНОГО РЕДУКТОРА

ВИКОНАВЕЩЬ _____ ГРУПА _____

В И Х І Д Н І Д А Н І : $U_{1H} = 13$ СХЕМА 2

$Z_1 \text{ MIN} = 18$ $Z_1 \text{ MAX} = 50$ $Z_2 \text{ MIN} = 70$ $Z_2 \text{ MAX} = 150$

$M_1 = 2$ $M_2 = 3$ $K = 3$ $E = 3\%$ $N = 0$

РЕЗУЛЬТАТИ СИНТЕЗУ

№ П/П	U_{1H}	$E\%$	Z_1	Z_2	Z_3	Z_4	№ ОБЕРТІВ
1	12.9	-0.77	20	70	25	85	0
2	13	0	18	72	30	90	0
3	13	0	30	76	19	90	0 .KOP
4	13.125	.96	24	81	27	97	0
5	13	0	27	81	24	96	0
6	13	0	21	84	35	105	0
7	13	0	33	84	21	99	0
8	13	0	24	88	33	108	0 .KOP
9	13	0	27	90	30	108	0
10	13	0	39	91	21	108	0 .KOP
11	13	0	21	96	48	126	0
12	13	0	24	96	40	120	0
13	13	0	18	99	66	144	0
14	12.9231	-0.59	26	100	40	124	0
15	13	0	21	105	60	144	0

П Р И М І Т К А : 1. ДЛЯ МЕХАНІЗМА З ПОМІТКОЮ 'KOP' УМОВУ СПІВВІСНОСТІ ВИКОНАТИ ШЛЯХОМ КОРЕГУВАННЯ КОЛІС Z_1 І Z_2 .
 2. ВЕЛИЧИНА КОЕФ. СПІРЯЖАНОГО ЗСУВУ НЕ БІЛЬШЕ 'Y MAX' = 1

РОЗРАХУНКИ ВИКОНАНІ

СИНТЕЗ ПЛАНЕТАРНОГО РЕДУКТОРА
ВИКОНАВЕЩЬ _____ ГРУПА _____

Таблица 3.3.1.

В И Х І Д Н І Д А Н І : $U_{1H} = -24$ СХЕМА 3
 $Z_1 \text{ MIN} = 18$ $Z_1 \text{ MAX} = 40$ $Z_2 \text{ MIN} = 100$ $Z_2 \text{ MAX} = 200$
 $M_1 = 1$ $M_2 = 1$ $K = 3$ $E = 3\%$ $N = 0$
РЕЗУЛЬТАТИ СИНТЕЗУ

N П/П	U _{1H}	E _X	Z ₁	Z ₂	Z ₃	Z ₄	N ОБЕРТІВ
1	-24	0	20	100	20	100	0
2	-24	0	21	105	21	105	0
3	-24	0	22	110	22	110	0
4	-24.1111	.46	27	113	20	120	0
5	-24	0	30	114	19	125	0
6	-24	0	23	115	23	115	0
7	-24	0	29	116	20	125	0
8	-24	0	24	120	24	120	0
9	-24	0	25	125	25	125	0
10	-24	0	35	125	20	140	0
11	-24.0909	.38	33	126	21	138	0
12	-24.0811	.34	37	128	20	145	0
13	-24	0	26	130	26	130	0
14	-24	0	38	133	21	150	0
15	-24	0	27	135	27	135	0

РОЗРАХУНКИ ВИКОНАНІ

СИНТЕЗ ПЛАНЕТАРНОГО РЕДУКТОРА
ВИКОНАВЕЩЬ _____ ГРУПА _____

Таблица 3.3.2.

В И Х І Д Н І Д А Н І : $U_{1H} = -24$ СХЕМА 3
 $Z_1 \text{ MIN} = 18$ $Z_1 \text{ MAX} = 40$ $Z_2 \text{ MIN} = 135$ $Z_2 \text{ MAX} = 200$
 $M_1 = 2$ $M_2 = 3$ $K = 3$ $E = 3\%$ $N = 0$
РЕЗУЛЬТАТИ СИНТЕЗУ

N П/П	U _{1H}	E _X	Z ₁	Z ₂	Z ₃	Z ₄	N ОБЕРТІВ
1	-24	0	27	135	18	90	0
2	-24	0	28	150	21	98	0 .KOP
3	-24	0	30	150	20	100	0
4	-24.1034	.43	29	161	23	104	0 .KOP
5	-24	0	33	165	22	110	0
6	-24.0811	.34	37	168	21	116	0 .KOP
7	-24	0	36	180	24	120	0
8	-24	0	39	195	26	130	0

П Р И М І Т К А : 1. ДЛЯ МЕХАНІЗМА З ПОМІТКОЮ 'KOP' УМОВУ
СПІВВІСНОСТІ ВИКОНАТИ ШЛЯХОМ КОРЕГУВАННЯ КОЛІС Z_1 І Z_2 .
2. ВЕЛИЧИНА КОЕФ. СПРИЙМАЕМОГО ЗСУВУ НЕ ВІЛЬШЕ 'Y MAX' = 1

РОЗРАХУНКИ ВИКОНАНІ

СИНТЕЗ ПЛАНЕТАРНОГО РЕДУКТОРА

ВИКОНАВЕШЬ _____ ГРУПА _____
 В И Х І Д Н І Д А Н І : $U_{I1} = -24$ СХЕМА 3

$Z1 \text{ MIN} = 17$ $Z1 \text{ MAX} = 75$ $Z2 \text{ MIN} = 120$ $Z2 \text{ MAX} = 200$

$M1 = 3$ $M2 = 4$ $K = 3$ $E = 3\%$ $N = 0$

РЕЗУЛЬТАТИ СИНТЕЗУ

Таблица 3.3.1

№ П/П	U_{I1}	E_X	$Z1$	$Z2$	$Z3$	$Z4$	№ ОБЕРТІВ
1	-24	0	24	120	18	90	0
2	-24	0	28	140	21	105	0
3	-24	0	36	150	20	120	0 КОР
4	-24	0	42	150	18	126	0
5	-24.1071	.45	28	152	24	111	0
6	-24	0	40	152	19	125	0
7	-24	0	32	160	24	120	0
8	-24.0588	.25	51	162	18	142	0 КОР
9	-24.0833	.35	36	160	24	129	0
10	-24	0	56	168	18	150	0
11	-24	0	54	171	19	150	0 КОР
12	-24	0	49	175	21	147	0
13	-24	0	36	180	27	135	0
14	-24.0667	.28	45	180	25	150	0 КОР
15	-24.0492	.2	61	191	21	160	0
16	-24	0	40	200	30	150	0
17	-24	0	56	200	24	168	0
18	-24	0	64	200	22	176	0

П Р И М І Т К А : 1. ДЛЯ МЕХАНІЗМА З ПОМІТКОЮ 'КОР' УМОВУ

СПІВВІСНОСТІ ВИКОНАТИ ШЛЯХОМ КОРЕГУВАННЯ КОЛІС $Z1$ І $Z2$.

2. ВЕЛИЧИНА КОЕФ. СПРИЙМАЕМОГО ЗСУВУ НЕ БІЛЬШЕ 'Y MAX' = 1

РОЗРАХУНКИ ВИКОНАНІ

СИНТЕЗ ПЛАНЕТАРНОГО РЕДУКТОРА

ВИКОНАВЕШЬ _____ ГРУПА _____

В И Х І Д Н І Д А Н І : $U_{I1} = .0416667$ СХЕМА 3

$Z1 \text{ MIN} = 20$ $Z1 \text{ MAX} = 100$ $Z2 \text{ MIN} = 31$ $Z2 \text{ MAX} = 75$

$M1 = 1$ $M2 = 1$ $K = 3$ $E = 3\%$ $N = 1$

РЕЗУЛЬТАТИ СИНТЕЗУ

Таблица 3.4.1.

№ П/П	U_{I1}	E_X	$Z1$	$Z2$	$Z3$	$Z4$	№ ОБЕРТІВ
1	.0421	1.12	89	31	32	80	1
2	.0423	1.41	71	34	35	70	0
3	.0411	-1.37	73	35	36	72	0
4	.0411	-1.37	73	35	36	72	1
5	.0429	2.86	35	67	68	34	1
6	.0417	0	36	69	70	35	1
7	.0405	-2.7	37	71	72	36	1

РОЗРАХУНКИ ВИКОНАНІ

СИНТЕЗ ПЛАНЕТАРНОГО РЕДУКТОРА

ВИКОНАВЕЩЬ _____ ГРУПА _____

Таблица 3.4.2.

В И Х І Д Н І Д А Н І : $U_{1H} = .0416667$ СХЕМА 4
 $Z_1 \text{ MIN} = 85$ $Z_1 \text{ MAX} = 120$ $Z_2 \text{ MIN} = 19$ $Z_2 \text{ MAX} = 55$
 $M_1 = 1$ $M_2 = 1$ $K = 3$ $E = 3 \%$ $N = 1$
 РЕЗУЛЬТАТИ СИНТЕЗУ

N П/П	U_{1H}	$E\%$	Z_1	Z_2	Z_3	Z_4	N ОБЕРТІВ
1	.0413	-0.92	109	19	20	110	1
2	.0417	0	90	30	32	92	1
3	.0421	.93	107	41	44	110	1

РОЗРАХУНКИ ВИКОНАНІ

СИНТЕЗ ПЛАНЕТАРНОГО РЕДУКТОРА

ВИКОНАВЕЩЬ _____ ГРУПА _____

Таблица 3.4.3.

В И Х І Д Н І Д А Н І : $U_{1H} = -.0416667$ СХЕМА 3
 $Z_1 \text{ MIN} = 20$ $Z_1 \text{ MAX} = 75$ $Z_2 \text{ MIN} = 37$ $Z_2 \text{ MAX} = 100$
 $M_1 = 1$ $M_2 = 1$ $K = 3$ $E = 3 \%$ $N = 1$
 РЕЗУЛЬТАТИ СИНТЕЗУ

N П/П	U_{1H}	$E\%$	Z_1	Z_2	Z_3	Z_4	N ОБЕРТІВ
1	-.0423	1.41	71	37	36	72	0
2	-.0411	-1.37	73	38	37	74	0
3	-.0411	-1.37	73	38	37	74	1
4	-.0417	0	54	45	44	55	1
5	-.0429	2.86	35	73	72	36	1
6	-.0417	0	36	75	74	37	1
7	-.0405	-2.7	37	77	76	38	1

РОЗРАХУНКИ ВИКОНАНІ

СИНТЕЗ ПЛАНЕТАРНОГО РЕДУКТОРА

ВИКОНАВЕЩЬ _____ ГРУПА _____

Таблица 3.4.4.

В И Х І Д Н І Д А Н І : $U_{1H} = -.0416667$ СХЕМА 4
 $Z_1 \text{ MIN} = 85$ $Z_1 \text{ MAX} = 120$ $Z_2 \text{ MIN} = 21$ $Z_2 \text{ MAX} = 55$
 $M_1 = 1$ $M_2 = 1$ $K = 3$ $E = 3 \%$ $N = 1$
 РЕЗУЛЬТАТИ СИНТЕЗУ

N П/П	U_{1H}	$E\%$	Z_1	Z_2	Z_3	Z_4	N ОБЕРТІВ
1	-.0405	-2.7	111	21	20	110	1
2	-.0425	1.89	106	34	32	104	1
3	-.0417	0	108	45	42	105	1

РОЗРАХУНКИ ВИКОНАНІ

Приклад розрахунково-пояснювальної записки.

1.2. Синтез і аналіз планетарної передачі.

Виконати синтез планетарної передачі, котра входить до складу приводу /рис. I /, по наступним вихідним даним:

Частота обертання вала двигуна $n_1 = 1430$ об/хв.

Частота обертання вала робочої машини $n_6 = 55$ об/хв.

Кількість зубців коліс $Z_a = 14$, $Z_b = 28$.

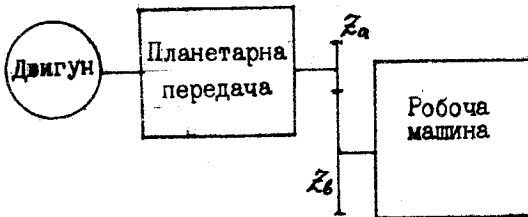


Рис. I

1.2.1. Підготовка вихідних даних для синтезу на ЕОМ.

Визначимо передаточне відношення планетарного редуктора

U_{1n} . Оскільки передаточне відношення від двигуна до робочої машини $U_{3a2} = U_{1n} \cdot U_{ab} = U_{1n} \cdot \left| \frac{Z_b}{Z_a} \right| = \frac{n_1}{n_6}$,

то
$$U_{1n} = \frac{n_1}{n_6} \cdot \frac{Z_a}{Z_b} = \frac{1430}{55} \cdot \frac{14}{28} = 13.$$

Приймаємо:

- планетарна передача по схемі 2;
- кількість сателітів $K=3$;
- допустиму похибку величини U_{1n} : $E = 3\%$;
- модулі коліс: $m_1 = 2\text{мм}$, $m_2 = 3\text{мм}$,
- зона пошуку: $Z_{1\text{min}}=18$; $Z_{1\text{max}}=50$; $Z_{2\text{min}}=70$;
 $Z_{2\text{max}}=150$; $Z_{4\text{min}}=85$.

1.2.2. Аналіз результатів синтезу на ЕОМ.

Прийнятим вихідним даним задовільняє ряд механізмів /див. дод.3.2/, серед яких найменші розміри будуть у планетарного редуктора з числами зубців коліс: $Z_1=20$; $Z_2=70$; $Z_3=25$; $Z_4=85$, $N=0$

і фактичним передаточним відношенням

$$U_{1H}^{\varphi} = 1 - U_{14}^{\eta} = 1 + \frac{Z_2}{Z_1} \cdot \frac{Z_4}{Z_3} = 1 + \frac{70}{20} \cdot \frac{85}{25} = \frac{129}{10}$$

Похибка $\Delta U_{1H} = \frac{U_{1H}^{\varphi} - U_{1H}}{U_{1H}} \cdot 100 = \frac{12,9 - 13}{13} \cdot 100 = -0,77\%$.

Приймаємо цей варіант механізму за розрахунковий.

Перевіримо виконання геометричних умов:

- умова співвісності:

$$m_1(Z_1 + Z_2) = m_2(Z_4 - Z_3);$$

$$2 / 20 + 70 / = 3 / 85 - 25 / ; 180 = 180,$$

- умова складання:

$$C = \frac{Z_1}{K} U_{1H}^{\varphi} (1 + KN) = \frac{20}{3} \cdot \frac{129}{10} / 1 + 3 \cdot 0 / = 82,$$

- умова сусідства /див.табл.3/:

$$\text{Оскільки } m_1 \cdot Z_2 > m_2 \cdot Z_3 \quad 2 \cdot 70 > 3 \cdot 25 /,$$

то $(Z_1 + Z_2) \cdot \sin \frac{\pi}{K} > Z_2 + 2.$

$$/20 + 70 / \cdot \sin \frac{\pi}{3} > 70 + 2; \quad 78 > 72.$$

Висновок: всі три геометричні умови виконані.

1.2.3. Визначення коефіцієнта корисної дії /ККД/.

Для введучому колесі і $U_{1H} > 1$ ККД обчислюємо по залежності /18/. Приймаємо ККД пари зубчастих коліс оберненого механізму $\eta_{12} = \eta_{34} = 0,97.$

Тоді $\eta_{os} = \eta_{12} \cdot \eta_{34} = 0,97 \cdot 0,97 = 0,941.$

ККД планетарного механізму буде:

$$\eta_{1H} = \frac{1}{U_{1H}} [1 - \eta_{os}(1 - U_{1H})] = \frac{1}{129} [1 - 0,941 / 1 - 12,9 /] = 0,946.$$

1.2.4. Кінематичний аналіз механізму.

Обчислимо значення абсолютних $\omega_1, \omega_2, \omega_H$ і відносної ω_{2H} кутових швидкостей ланок.

$$\omega_1 = \frac{\pi n_1}{30} = \frac{3,14 \cdot 1430}{30} = 150 \text{ с}^{-1},$$

$$\omega_H = \frac{\omega_1}{U_{1H}} = \frac{150}{12,9} = 11,6 \text{ с}^{-1}.$$

Для обчислення ω_2 скористаємось формулою Віліса:

$$U_{12}^H = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_2 - \omega_H}; \text{ де } U_{12}^H = -\frac{z_2}{z_1} = -\frac{70}{20} = -3,5.$$

$$\text{Звідки: } \omega_2 = \frac{\omega_1 - \omega_H(1 - U_{12}^H)}{U_{12}^H} = \frac{150 - 11,6 / 1 + 3,5}{-3,5} = -27,9 \text{ с}^{-1}.$$

Кутова швидкість блоку сателітів відносно водила:

$$\omega_{2H} = \omega_2 - \omega_H = -27,9 - 11,6 = -39,5 \text{ с}^{-1}.$$

Кінематичний аналіз планетарного механізму графічним шляхом виконано на рис. II, де зображена схема механізму /рис. II, а/, картина лінійних швидкостей /рис. II, б/ і картина кутових швидкостей ланок /рис. II, в/.

Схема механізму накреслена з масштабним коефіцієнтом

$$\mu_M = 2,5 \cdot 10^{-3} \text{ м/мм}.$$

Колова швидкість колеса z_1 :

$$\omega_{P_1} = \omega_1 \cdot r_{P_1} = \omega_1 \cdot \frac{m \cdot z_1}{2 \cdot 1000} = 150 \cdot \frac{2 \cdot 20}{2000} = 3 \text{ м/с}.$$

Довжина вектора $(P_1 A_1)$ колової швидкості v_{P_1} прийнята 60 мм, а відрізок $(CF) = 8 \text{ мм}$.

$$\text{Тоді } \mu_{\omega} = \frac{v_{P_1}}{(P_1 A_1)} = \frac{3}{60} = 0,05 \frac{\text{м/с}}{\text{мм}}$$

і

$$\mu_{\omega} = \frac{\mu_{\omega}}{\mu_M \cdot (CF)} = \frac{0,05}{2,5 \cdot 10^{-3} \cdot 8} = 2,5 \text{ с}^{-1}/\text{мм}.$$

По кресленню /рис. II, в/ визначимо довжину відрізків:

$$(cd) = 11 \text{ мм}, (ca) = 60 \text{ мм}, (cb) = 4,5 \text{ мм}.$$

Обчислимо кутові швидкості:

$$\omega_1 = (ca) \cdot \omega_0 = 60 \cdot 2,5 = 150 \text{ I/C},$$

$$\omega_2 = (cd) \cdot \omega_0 = 11 \cdot 2,5 = 27,5 \text{ I/c},$$

$$\omega_H = (cb) \cdot \omega_0 = 4,5 \cdot 2,5 = 11,2 \text{ I/c},$$

$$\omega_{2H} = \omega_2 - \omega_H = 27,5 - 11,2 = 16,3 \text{ I/c}.$$

Порівняно з результатами аналітичного обчислення похибка складає: $\Delta\omega_2 = 1,4\%$; $\Delta\omega_H = 3,5\%$; $\Delta\omega_{2H} = 2\%$.

Список літератури

1. В.Н. Кудрявцев. Планетарные передачи. М.-Л.: Машиностроение, 1966, 307 стр.
2. С.Н. Кожевников. Теория механизмов и машин. Машиностроение, М.: 1969, 583 стр.
3. И.И. Артоблевский. Теория механизмов и машин. М.: Наука, 1988, 639 стр.
4. В.А. Юдин, Л.В. Петрокас. Теория механизмов и машин. М.: Высшая школа, 1977, 527 стр.
5. В.А. Гавриленко и др. Теория механизмов. М.: Высшая школа, 1973, 510 стр.

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ УКРАЇНИ
ВІННИЦЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Навчальне видання
Анатолій Іванович МОЖНАТЮК

СИНТЕЗ ПЛАНЕТАРНИХ ПЕРЕДАЧ
НА ЕОМ

Навчальний посібник
Вінниця ВДТУ 1997

Редактор Т.А.Ягельська

Тир. 50 прим.

ВДТУ, 286021, м. Вінниця Хмельницьке шосе, 95
