



ТЕХНИЧЕСКИ УНИВЕРСИТЕТ – СОФИЯ
ИНЖЕНЕРНО-ПЕДАГОГИЧЕСКИ ФАКУЛТЕТ – СЛИВЕН
Катедра „Механика, машиностроене и топлотехника“

маг. инж. Силвестър Василев Божериков

КИНЕМАТИЧЕН И ГЕОМЕТРИЧЕН СИНТЕЗ НА
ЕПИЦИКЛИЧЕН ЗЪБЕН МЕХАНИЗЪМ С ВИСОК ВЪРТЯЩ
МОМЕНТ

А В Т О Р Е Ф Е Р А Т

на дисертация за придобиване на образователна и научна степен
"ДОКТОР"

Област на висшето образование: 5. Технически науки

Професионално направление: 5.1. Машинно инженерство

Научна специалност: "Машинознание и машинни елементи"

Научни ръководители: доц. д-р инж. Мина Цонева

доц. д-р инж. Христо Узунов

СЛИВЕН, 2024 г.

Дисертационният труд е обсъден и насочен за защита от Катедрения съвет на катедра „Механика, машиностроене и топлотехника“ към Инженерно-педагогически факултет – Сливен на ТУ–София на редовно заседание, проведено на 15.03.2024 г.

Публичната защита на дисертационния труд ще се състои на 11.07.2024 г. от 15.00 часа в 1204 на ИПФ, гр. Сливен, бул. "Бургаско шосе" 59 на Технически университет – София на открито заседание на научното жури, определено със заповед ОЖ-5.1-32 от 27.03.2024 г. на Ректора на ТУ-София в състав:

1. Проф. д.т.н инж. Станимир Карапетков
2. Проф. д-р инж. Любомир Димитров
3. Проф. д-р инж. Радостин Долчинков
4. Доц. д-р инж. Полина Милушева-Мандаджиева
5. Доц. д-р инж. Юлиан Минчев

Материалите по защитата са на разположение на интересующите се в канцеларията на ИПФ-Сливен на ТУ-София, кабинет №1407.

Дисертантът е задочен докторант и асистент към катедра „Механика, машиностроене и топлотехника“ на Инженерно–педагогически факултет – Сливен. Изследванията по дисертационната разработка са направени от автора.

Автор: маг. инж. Силвестър Василев Божериков

Заглавие: **Кинематичен и геометричен синтез на епициклически зъбен механизъм с висок въртящ момент.**

Тираж: 30 броя

Отпечатано в ИПК на Технически университет – София

I. ОБЩА ХАРАКТЕРИСТИКА НА ДИСЕРТАЦИОННИЯ ТРУД

Актуалност на проблема

Основният акцент в дисертационния труд е насочен към геометричен синтез, кинематичен анализ и апробиране на нови конструктивни решения на зъбни механизми с взаимно зацепени сателити. По същество се решава комплексна оптимизационна задача, в резултат на която е генерирана оригинална структура на съставен епицикличен механизъм, реализиращ високи стойности на предаваните въртящи моменти. В състава му успешно е интегриран модел на зъбен механизъм с дванадесет взаимно зацепени сателити и подробно анализиран в основната част от труда.

Актуалността на решавания в дисертацията проблем, се определя преди всичко от необходимостта за изследване на епицикличните механизми поради тяхната компактност, ефективно разпределение, възможност за достигане на високи стойности на въртящия момент и висока плътност на въртящия момент. В този аспект темата е особено актуална, с оглед възможността да бъдат създадени новите по-ефективни конструкции механизми.

Цел на дисертационния труд, основни задачи и методи за изследване

Цел на дисертационния труд е да се синтезира конструкция на съставен епицикличен механизъм с интегриран в структурата му модел на оригинален зъбен механизъм с взаимно зацепени сателити с цел постигане на високи стойности на изходящите въртящи моменти.

За постигане на поставената цел е необходимо да бъдат изпълнени следните **основни задачи**:

1. Да се извърши кинематичен анализ на възможните кинематични компоновки на оригиналния изпитателен стенд на зъбен механизъм с дванадесет взаимно зацепени зъбни колела с цел съпоставка на големините на предаваните въртящи моменти.

2. На базата на оригиналния изпитателен стенд на зъбен механизъм с дванадесет взаимно зацепени зъбни колела да се извърши кинематичен синтез на нови съставни епициклични зъбни механизми, реализиращи по-високи стойности на изходящите въртящи моменти. Да се избере оптимално решение.

3. Да се извърши геометричен синтез на избрания съставен епицикличен зъбен механизъм и да се предложи конструктивно решение в CAD - среда.

4. Да се извърши симулационен анализ на конструирувания епицикличен зъбен механизъм с взаимно зацепени сателити по метода на крайните елементи

Научна новост

1. Създадени са кинематични модели на предложените съставни епициклични зъбни механизми. Моделите са реализирани в средата на програмен продукт Matlab, toolbox Simulink и е извършен кинематичен синтез;

2. Предложена е методика за параметрично моделиране на еволвентни криви, формиращи зъбните профили, базираща се на съвместно решаване на система уравнения в среда на Microsoft Excel и конвертиране на резултатите в CAD/CAM/CAE система за автоматизирано проектиране SolidWorks.

Практическа приложимост

1. Синтезирана е конструкция на нов съставен епицикличен зъбен механизъм с взаимно зацепени сателити, реализиращ сто и повече пъти по-голям въртящ момент на изхода при еднакви модули на двете съставни структури и гарантирано изпълнени условия за съосност на входящо и изходящо звено, съседство и монтаж.

2. Създаден е симулационен модел на синтезирания съставен епицикличен механизъм за якостно-деформационна проверка по метода на крайните елементи.

Апробация

Дисертационният труд е представен изцяло пред катедра ММТ на ИПФ-Сливен. Съществени части от него са апробирани и на:

- XXIV-та национална конференция с международно участие „Инженерни и природни науки 2023”, Созопол. Национална конференция с международно участие,,

Публикации

Основни постижения и резултати от дисертационния труд са публикувани в 3 научни статии (от които една самостоятелна) в следните издания:

- сп. Механика на машините, брой 132, 2024, България, Созопол 2023, ISSN 0861-9727;

- сп. Механика на машините, брой 131, 2024, България, Варна 2023, ISSN 0861-9727.

Структура и обем на дисертационния труд

Дисертационният труд е изпълнен в общ обем от 170 страници, включително 81 фигури и 28 таблици. Структуриран е в анотация; пет основни глави; насоки за бъдеща работа; приноси в дисертационния труд; публикации по дисертационния труд; благодарности и литературни източници.

В съответствие с поставените за решаване задачи в дисертацията е предложена, създадена и апробирана методика за синтез на три групи епициклични механизми.

II. СЪДЪРЖАНИЕ НА ДИСЕРТАЦИОННИЯ ТРУД

ГЛАВА I. ЛИТЕРАТУРЕН ОБЗОР

1.1. Въведение

Постигането на по-висока ефективност на дадена машина е свързано с изразходване на по-малко ресурс за постигане на повече работа. Влагането и прилагането на този принцип в машиностроенето, с особена сила в автомобилостроенето, означава понижаване на вредните емисии от механизацията вследствие на оптимизирано използване на двигателния механизъм, било то електродвигател или ДВГ.

Едно решение на тази задача може да бъде намерено в разработването на ефективни редукторни механизми, които да оптимизират разхода и същевременно да осигурят необходимата мощност и прецизност на предаване на движението. Съвременни решения например позволяват чрез групи епициклични предавки да се повишат предавателните числа, което от своя страна подобрява коефициента на полезно действие.

Епицикличните зъбни предавки разпределят въртящия момент чрез взаимодействието на различните зъбни колела в механизма. Разпределението зависи от разположението и конфигурацията на зъбните колела, като съществуват конфигурации за намаляване и увеличаване на скоростта, както и за разделяне на въртящия момент.

Във всички тези конфигурации разпределението на въртящия момент зависи от фактори като броя на планетните предавки, предавателните числа, размерите на зъбните колела и разположението на зъбните колела. Сателитните зъбни колела играят решаваща роля в разпределението на въртящия момент, тъй като те се зацепват както с входните, така и с изходящите зъбни колела. Способността на епицикличните механизми да разпределят въртящия момент позволява множество различни приложения.

Планетните редуктори се влагат в конструкцията на медицинско оборудване, строителни машини, в металообработването, като оборудване за автоматично заваряване, в конвейерни системи, оборудване за хранително-вкусовата промишленост, като автоматични миксери, и много други. Планетните редуктори са идеалният избор, който успява да отговори на всички конструктивни изисквания на сервомотори с различни приложения.

1.2. Плътност на въртящия момент

Плътността на въртящия момент се отнася до количеството въртящ момент, което може да се генерира за единица обем или единица маса от материал или устройство. Плътността на въртящия момент е полезна концепция, когато се разглежда производителността на мотори, двигатели и други ротационни системи.

В инженерството, особено при проектирането на мотори и двигатели, постигането на висока плътност на въртящия момент е желателно и дори необходимо, тъй като това показва, че една система може да генерира значително количество ротационна сила спрямо нейния размер или тегло.

Високата плътност на въртящия момент често се свързва с ефективни и компактни конструкции, които могат да бъдат изгодни в различни приложения като автомобилни двигатели, електрически двигатели, роботика и аерокосмически системи.

За да изчислим плътността на въртящия момент, обикновено разделяме въртящия момент, генериран от дадена система, на нейния обем или маса.

Постигането на висока плътност на въртящия момент включва оптимизиране на дизайна, материалите и ефективността на системата, за да се генерира максимално количество въртящ момент, като същевременно се минимизира пространството или теглото, което заема.

Към конструкциите и индустриите, изискващи висока плътност на въртящия момент спадат - *Електрически превозни средства (EV), Аерокосмически системи, Роботика, Вятърни турбини, Сателитни антенни системи, Високопроизводителни скоростни кутии, Нефтена и газова промишленост, Кранове и телфери, Индустриални машини, Подводни приложения, Микро- и нано-мащабни системи, Електрически инструменти.*

1.3. Тенденции в конструкцията на епициклични механизми

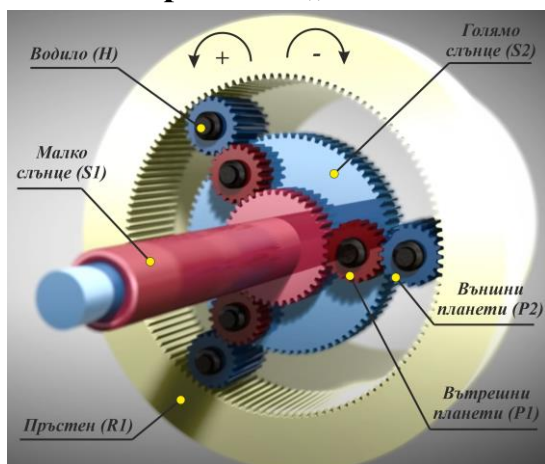
Последните тенденции в трансмисиите са към по-големи предавателни числа и по-високи работни скорости. Това е едно от ключовите изисквания към съвременните конструкции, като същевременно поддържане на силата на звука, която трансмисията акумулира, на ниски нива. Необходимо е изграждането на компоненти с гъвкавост на своята кинематика и на приложение, като по този начин осигури по-високо търсене спрямо плътността на мощността, към което са насочени повечето съвременни механизми, машини и системи.

Предавките с два реда планети представят повечето от тези предимства и по този начин играят решаваща роля в днешните автоматични трансмисии с висока плътност на мощността. Те се използват предимно за обръщане на посоката на движение чрез вторите планети във всеки планетен клон при запазване на бавна скорост.

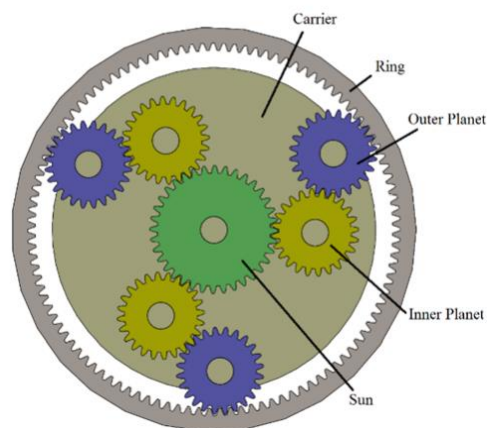
Необходимостта от създаването на предавки с по-висока плътност на мощността и съответно на въртящия момент се обуславя поради все по-широкото им приложение и тяхната необходимост в производството и практиката. Част от скорошните приложения на планетни предавки, може да се наблюдават в централните диференциали на превозни средства с висока проходимост и хибридните превозни средства. Планетните предавки с двоен ред планети също имат по-голяма гъвкавост на наличните предавателни числа в сравнение с еднопланетните планетни предавки.

Въпреки нарастващите области на приложение и значението им, съществуващо количество изследвания върху двупланетни планетни зъбни предавки е сравнително малко. Ендо е въвел планетна предавка с двойна планетни зъбни колела в трансмисия на хибридно превозно средство миниван и е разработил системата за управление на мощността, използваща контролен модел.

1.3.1 Предавка „Равиньо“



Фиг. 1.1. Предавка на Равиньо



Фиг. 1.2. Двупланетна предавка

Carrier – Носач; Ring – пръстен; Sun – Слънце; Inner Planet – Вътрешни планети; Outer Planet – Външни планети

Предавката на Равиньо има две слънчеви зъбни колела – голямо и малко, водило, който държи два комплекта планетни зъбни колела – вътрешни и външни планети (Фиг. 1.1). Водилото е подвъзел, но има два радиуса за свързване съответно с вътрешната и външната планета. Двата комплекта планетни зъбни колела се въртят независимо от носача, но се въртят съвместно с фиксирано предавателно отношение един спрямо друг.

1.3.2 Коаксиален планетен мотор-редуктор

Различни по дизайн и конструкция епициклични зъбни механизми се използват масово в индустрията, като широко приложение намират коаксиалните планетни предавки. Те се отличават с огромни граници на реализираните стойности на предавателните отношения и постигане на големи стойности на въртящия момент и все по-намаляващи габаритни размери, които постигат тези стойности, а от тук и високи плътност на въртящия момент.

1.3.3 Двупланетна предавка

Устройството ѝ е посочено на Фиг. 1.2.

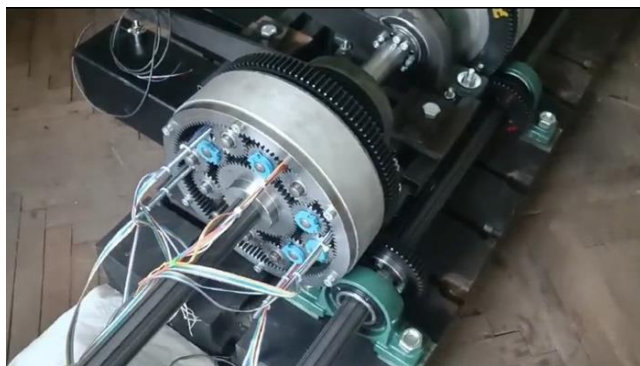
1.3.4 Планетен механизъм с взаимно зацепени сателити

Доказано е, че реализирането на условията за монтаж, съседство и съосие за $A[A]I$ предавка (Фиг. 1.3) е възможно в съответствие с анализирания в хода на работата конструктивни изисквания и ограничения от гледна точка на предавателно отношение, избор на брой зъби на колелата и разположение на компонентите.

Освен това е проектиран и изработен оригинален изпитателен стенд (Фиг. 1.4), на който се базира настоящия труд.



Фиг. 1.3. Зъбен механизъм с взаимно зацепени сателити A[A]I



Фиг. 1.4. Механизъм с взаимно зацепени сателити

1.4 Заключение

1. Машините, работещи с високи въртящи моменти намират все по-голямо приложение в много области на промишлеността;
2. Епицикличните зъбни механизми притежават възможността да реализират много високи стойности на предавателното отношение, респективно на въртящия момент според своята компоновка;
3. Установено е, че плътността на въртящия момент е важна техническа характеристика на всеки един механизъм и конструкция, и е отбелязана все по-разпространената необходимост от оптимизиране на този параметър.
4. Предавките с два реда сателити играят решаваща роля в днешните автоматични трансмисии с висока плътност на мощността.
5. Използването на пълно зацепване на сателитите е практически реализуемо, и в конкретни случаи дава потенциал за високи характеристики и най-вече за особено актуалната в машиностроенето и транспортния сектор - максимална товароносимост при възможно най-ниско тегло и обем;
6. Синтезиран е уникален зъбен механизъм с дванадесет взаимно зацепени сателити и е изработен изпитателен стенд;
7. Няма данни за кинематичните възможности на синтезирания механизъм с дванадесет взаимно зацепени сателити.

Въз основа на тези изводи става ясно, че чрез зъбните механизми със взаимно зацепени сателити могат да се реализират тенденциите към по-висока товароносимост, плътност на мощността. Остава въпроса за възможността за реализиране на по-големи предавателни отношения, респективно по-високи въртящи моменти.

ГЛАВА 2. КИНЕМАТИЧНО ИЗСЛЕДВАНЕ НА ЗЪБЕН МЕХАНИЗЪМ С ВЗАИМНО ЗАЦЕПЕНИ САТЕЛИТИ

В настоящата глава е извършено кинематично изследване на зъбен механизъм с дванадесет взаимно зацепени сателити. (Фиг. 1.3). Механизмът се състои от:

- централно колело - z_1 , наречено Слънце;
- пръстен (корона) - z_4 ;
- дванадесет взаимно зацепени сателити – шест вътрешни планети - z_2 и шест външни планети - z_3 .

При наличие на водило H са възможни различни кинематични компоновки на механизма. Тоест компоновки, в които механизмът от обикновен става епицикличен.

Според броя на степените на свобода епицикличните зъбни механизми се разделят на две групи - планетни и диференциални. Планетните са с една степен на свобода. При тях централното зъбно колело z_1 или пръстенът z_4 са неподвижни. Диференциалните зъбни механизми са с повече от една степен на свобода, тук всички звена се движат.

В общия случай при многостъпални зъбни механизми (механизми, съставени от повече от една зъбна предавка) се използва зависимостта:

При тази постановка за ъгловите скорости на звената в епицикличните зъбни механизми зависимостта има вида:

$$i_{1k}^{(H)} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_k - \omega_H} = (-1)^b \cdot \prod_{j=1}^{k-1} |i_{j,j+1}| \quad (2.1)$$

където: $i_{1k}^{(H)}$ – предавателно отношение на зъбен механизъм с начално звено 1 и изходящо звено k при спряно водило H ;
 ω_H – ъглова скорост на водилото H .

Зависимост (2.1) е валидна за диференциалните зъбни механизми. При планетните $\omega_k = 0 \text{ s}^{-1}$ и се получава:

$$i_{1k}^{(H)} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{-\omega_H} = (-1)^b \cdot \prod_{j=1}^{k-1} |i_{j,j+1}| \quad (2.2)$$

или

$$i_{1k}^{(H)} = 1 - i_{1H} \quad (2.3)$$

За определяне на предавания въртящ момент в разглежданите кинематични компоновки се използва зависимостта:

$$M_{\text{изх}} = \frac{P_{\text{дв}}}{\omega_{\text{изх}}} \cdot \eta_{\text{зМ}} \quad (2.4)$$

където: $P_{\text{дв}}$ е мощността на електродвигателя;
 $\eta_{\text{зМ}}$ – КПД на зъбния механизъм.

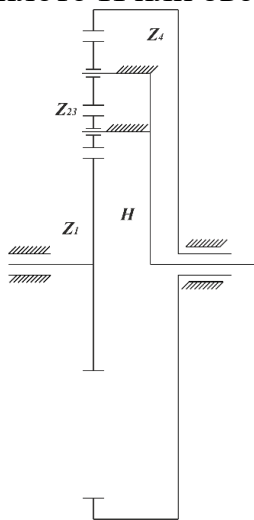
2.1. Кинематични компоновки на зъбен механизъм с взаимно зацепени сателити

Структурата на разглеждания зъбен механизъм с взаимно зацепени сателити $A[A]I$, при задвижващо зъбно колело z_1 и наличие на водило H , позволява следните кинематични компоновки:

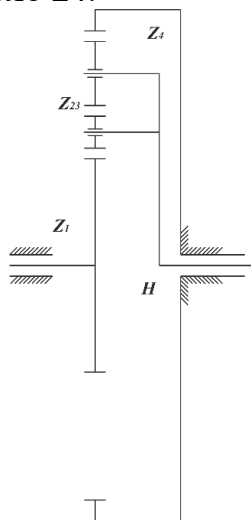
- **Обикновен зъбен механизъм (ОЗМ)** – водилото е неподвижно. В тази компоновка зъбни колела 2 и 3 извършват просто движение - ротация около собствената си ос (Фиг. 2.1.а). Механизмът е с една степен на свобода. Изходящото звено е зъбно колело z_4 ;

- **Планетен зъбен механизъм (ПЗМ)** – тук зъбно колело z_4 е неподвижно, а водилото H е подвижно. В тази компоновка зъбни колела 2 и 3 извършват сложни движения - ротация около собствената си ос и ротация около оста на водилото (Фиг. 2.1.б). Механизмът е с една степен на свобода. Изходящото звено е водилото H ;

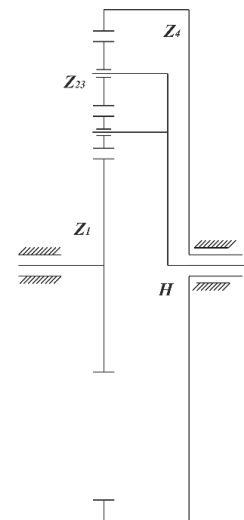
- **Диференциален зъбен механизъм (ДЗМ)** – тук всички звена са подвижни. В тази компоновка зъбни колела 2 и 3 извършват сложни движения - ротация около собствената си ос и ротация около оста на водилото (Фиг. 2.1.в). Механизмът е с две степени на свобода. Изходящото звено може да бъде водилото H или зъбно колело z_4 .



а) Обикновен зъбен механизъм (ОЗМ)



б) Планетен зъбен механизъм (ПЗМ)



в) Диференциален зъбен механизъм (ДЗМ)

- при изходящо звено 4, ДЗМ 1;
- при изходящо звено H , ДЗМ 2.

Фиг. 2.1. Кинематични схеми на компоновки на зъбен механизъм с взаимно зацепени сателити

2.2. Кинематични зависимости и въртящи моменти

2.2.1 Обикновен зъбен механизъм (ОЗМ) (Фиг.2.1.а)

Тук водилото е неподвижно. Механизмът е с една степен на свобода. Изходящото звено е зъбно колело z_4 . Предавателното отношение на ОЗМ се определя по зависимост (2.1) и се получава:

$$i_{14} = \frac{\omega_1}{\omega_4} = (-1)^b \cdot \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_3}{z_2} \cdot \frac{z_4}{z_3} = \frac{z_4}{z_1} = i_o \quad (2.5)$$

където: ω_1 – ъглова скорост на началното звено (зъбно колело z_1);
 ω_4 – ъглова скорост на изходящото звено (зъбно колело z_4);
 $z_i, (i = 1 \div 4)$ е броят на зъбите на зъбните колела на механизма;
 b – броят на зъбните предавки с външно зацепване, $b = 2$;
 i_o – вътрешното предавателно отношение. За всички компоновки на механизма то има една и съща стойност, зависица от броя на зъбите на централното колело z_1 и на пръстена z_4 .

За ъгловата скорост на изхода на разглежданата кинематична компоновка се получава

$$\omega_{\text{изх}} = \omega_4 = \frac{\omega_1}{i_o} \quad (2.6)$$

От зависимост (2.4) се определя предавания въртящ момент, а именно:

$$M_{\text{изх}} = \frac{P_{\text{дв}}}{\omega_{\text{изх}}} \cdot \eta_{\text{зм}} = \frac{P_{\text{дв}}}{\omega_1} \cdot i_o \cdot \eta_{\text{зм}} \quad (2.7)$$

2.2.2 Планетен зъбен механизъм (ПЗМ) (Фиг.2.1.б)

В планетния зъбен механизъм, зъбно колело z_4 е неподвижно, а водилото H е подвижно. Механизмът е с една степен на свобода. Изходящото звено е водилото H . Предавателното отношение на ПЗМ се определя от зависимостите на Вилис (2.2) и (2.3):

$$i_{14}^{(H)} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{-\omega_H} = i_o \text{ или } 1 - i_{1H} = i_o, i_{1H} = \frac{\omega_1}{\omega_H} \quad (2.8)$$

За $\omega_{\text{изх}}$ се получава:

$$\omega_{\text{изх}} = \omega_H = \frac{\omega_1}{1 - i_o} \quad (2.9)$$

За определяне на предавания въртящ момент се получава зависимостта:

$$M_{\text{изх}} = \frac{P_{\text{дв}}}{\omega_{\text{изх}}} \cdot \eta_{\text{зм}} = \frac{P_{\text{дв}}}{\omega_1} \cdot (1 - i_o) \cdot \eta_{\text{зм}} \quad (2.10)$$

2.2.3 Диференциален зъбен механизъм (ДЗМ) (Фиг.2.3.в)

В диференциалния зъбен механизъм всички звена са подвижни, зъбни колела 2 и 3 извършват сложни движения - ротация около собствената си ос и ротация около оста на водилото (Фиг. 2.1.в). Механизмът е с две степени на свобода. Изходящото звено може да бъде водилото Н или зъбно колело z4.

Предавателното отношение на ДЗМ се определя от зависимостта на Вилис (2.1):

$$i_{14}^{(H)} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_4 - \omega_H} = i_o \quad (2.11)$$

В зависимост от това кое е изходящото звено разглеждаме два варианта:

- ДЗМ 1 - изходящото звено е зъбно колело z4;
- ДЗМ 2 - изходящото звено е водилото Н.

2.2.3.1 Зависимости за ДЗМ 1

Зависимостта за определяне на ъгловата скорост на изходящото звено (зъбно колело z4) има вида:

$$\omega_{\text{изх}} = \omega_4 = \frac{\omega_1 - \omega_H}{i_o} + \omega_H \quad (2.12)$$

За предавания въртящ момент се получава:

$$M_{\text{изх}} = \frac{P_{\text{дв}}}{\omega_{\text{изх}}} \cdot \eta_{\text{зм}} = \frac{P_{\text{дв}}}{\frac{\omega_1 - \omega_H}{i_o} + \omega_H} \cdot \eta_{\text{зм}} \quad (2.13)$$

2.2.3.2 Зависимости за ДЗМ 2

Зависимостта за определяне на ъгловата скорост на изходящото звено (водилото Н) има вида:

$$\omega_{\text{изх}} = \omega_H = \frac{(i_o \cdot \omega_4 - \omega_1)}{(i_o - 1)} \quad (2.14)$$

За предавания въртящ момент се получава:

$$M_{\text{изх}} = \frac{P_{\text{дв}}}{\omega_{\text{изх}}} \cdot \eta_{\text{зм}} = \frac{P_{\text{дв}}}{\frac{(i_o \cdot \omega_4 - \omega_1)}{(i_o - 1)}} \cdot \eta_{\text{зм}} \quad (2.15)$$

2.3 Числени решения

Числените решения за трите компоновки на зъбния механизъм са получени на базата на кинематичната схема на изработения оригинален изпитателен стенд на зъбен механизъм с взаимно зацепени сателити, при който

$$z_1 = 60; z_2 = 24; z_3 = 24; z_4 = 120 \quad (2.16)$$

При входни данни (2.16) за стойността на вътрешното предавателно отношение се получава $i_o = 2$.

За всяка компоновка се приема, че зъбно колело 1 се задвижва от двигател с:

$$\begin{aligned} P_{\text{дв}} &= P_H = 2,2 \text{ kW}; n_{\text{дв}} = 1450 \text{ min}^{-1}; \\ \omega_{\text{дв}} &= \frac{\pi \cdot n_{\text{дв}}}{30} = 151,76 \approx 152 \text{ [s}^{-1}\text{]} \\ M_{\text{дв}} &= \frac{P_{\text{дв}}}{\omega_{\text{изх}}} \cdot \eta_{\text{зм}} = 14,3 \text{ Nm} \end{aligned} \quad (2.17)$$

За коефициента на полезно действие се приема стойността $\eta_{\text{зм}} = 0,985$.

2.3.1 Числено решение за ОЗМ

Таблица 2.1.

	Вход	Изход	$\omega_{\text{вх}} \text{ [s}^{-1}\text{]}$	$\omega_{\text{изх}} \text{ [s}^{-1}\text{]}$	$M_{\text{изх}} \text{ [N.m]}$
ОЗМ	ЗК 1	ЗК 4	152	75,88	<u>28.56</u>

2.3.2 Числено решение за ПЗМ

Таблица 2.2.

	Вход	Изход	$\omega_{\text{вх}} \text{ [s}^{-1}\text{]}$	$\omega_{\text{изх}} \text{ [s}^{-1}\text{]}$	$M_{\text{изх}} \text{ [N.m]}$
ПЗМ	ЗК 1	Водило Н	152	-152	-14.3

2.3.3 Числено решение за ДЗМ

Решенията за диференциалния зъбен механизъм са получени при вариране на ъгловата скорост на второто задвижващо звено.

2.3.3.1 ДЗМ 1 с изходящо звено 4 (зъбно колело z_4)

Таблица 2.3.

	Вход	Изход	$\omega_{\text{вх}} = \omega_1 \text{ [s}^{-1}\text{]}$	$\omega_{\text{вх}} = \omega_H \text{ [s}^{-1}\text{]}$	$\omega_{\text{изх}} = \omega_4 \text{ [s}^{-1}\text{]}$	$M_{\text{изх}} \text{ [N.m]}$
ДЗМ 1	ЗК 1	ЗК 4	152	350	251	8.63
			152	300	226	9.59
			152	250	201	10.78

Водило Н	152	200	176	12.31
	152	152	152	14.25
	152	150	151	14.35
	152	100	126	17.20
	152	50	101	21.46
	152	-50	51	42.49
	152	-100	26	83.35
	152	-150	1	<u>2167</u>
	152	-200	-24	<u>-90.3</u>
	152	-250	-49	-44.22
	152	-300	-74	-29.28
	152	-350	-99	-21.89

2.3.3.2 ДЗМ 2 с изходящо звено водилото Н

Таблица 2.4.

	Вход	Изход	$\omega_{вх} = \omega_1$ [s ⁻¹]	$\omega_{вх} = \omega_4$ [s ⁻¹]	$\omega_{изх} = \omega_H$ [s ⁻¹]	$M_{изх}$ [N.m]
ДЗМ 2	ЗК 1	Водило Н	152	350	548	3.95
			152	300	448	4.84
			152	250	348	6.23
			152	200	248	8.74
			152	152	152	14.3
			152	150	148	14.64
	ЗК 4		152	100	126	<u>45.14</u>
			152	50	-52	<u>-41.67</u>
			152	-50	-252	-8.6
			152	-100	-352	-6.16
			152	-150	-452	-4.79
			152	-200	-552	-3.93
			152	-250	-652	-3.32
152	-300	-752	-2.88			
152	-350	-852	-2.54			

Заклучение:

Анализът на получените резултати показва, че

- при **ОЗМ** предаваният въртящ момент е приблизително два пъти по-голям от момента на двигателя;

- при **ПЗМ** предаваният въртящ момент е приблизително равен на момента на двигателя;

- при **ДЗМ 1** може да се реализира по-голям въртящ момент, когато посоките на въртене на входящите звена ЗК1 и Водилото Н са противоположни. За разглеждания пример, големи стойности на $M_{\text{изх}}$ се получават при $\omega_1 = 152 \text{ s}^{-1}$ и $\omega_H = -100 \text{ s}^{-1}$ до $\omega_H = -200 \text{ s}^{-1}$;

- при **ДЗМ 2** може да се реализира по-голям въртящ момент с еднакви посоки на въртене на входящите звена ЗК1 и ЗК4 при условие, че $\omega_4 < \omega_1$. За разглеждания пример големи стойности на $M_{\text{изх}}$ се получават при $\omega_1 = 152 \text{ s}^{-1}$ и $\omega_4 = 50 \text{ s}^{-1}$ до $\omega_4 = 100 \text{ s}^{-1}$

Следователно, могат да се синтезират епициклични зъбни механизми с висок въртящ момент, задвижвани от един електродвигател, като към кинематична верига на изследваните компоновки на ДЗМ1 и на ДЗМ2 се присъединят допълнителни зъбни предавки.

ГЛАВА 3. СИНТЕЗ НА ЕПИЦИКЛИЧНИ ЗЪБНИ МЕХАНИЗМИ С ВЗАИМНО ЗАЦЕПЕНИ САТЕЛИТИ

В настоящата глава е извършен кинематичен синтез на съставни епициклични зъбни механизми по изследваните кинематични компоновки на зъбен механизъм с взаимно зацепени сателити, задвижвани от един електродвигател, които да реализират високи въртящи моменти.

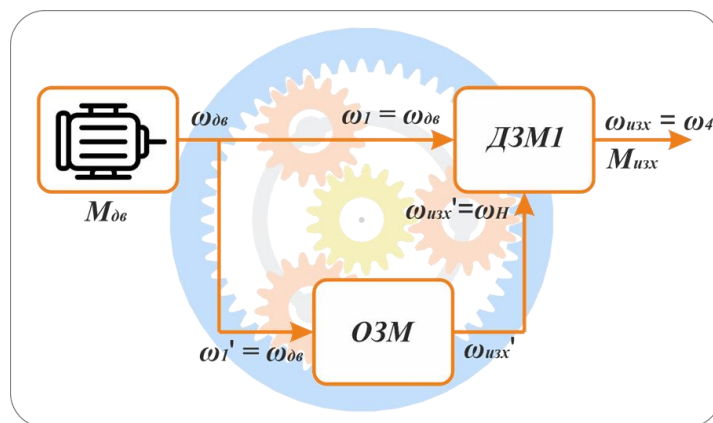
3.1 Кинематичен синтез на епицикличен зъбен механизъм (ЕЗМ1) по кинематичната компоновка на ДЗМ1

3.1.1. Синтез на епицикличен зъбен механизъм ЕЗМ1об

3.1.1.1 Кинематични зависимости

На Фиг. 3.1 е показана принципна схема на механизъм, при който към ДЗМ1 е присъединен обикновен зъбен механизъм **ОЗМ**. Началното зъбно колело на **ОЗМ** се върти с ъглова скорост ω_1' равна на ъгловата скорост на двигателя $\omega_{\text{дв}}$, респективно и на ъгловата скорост ω_1 на началното зъбно колело на ДЗМ1.

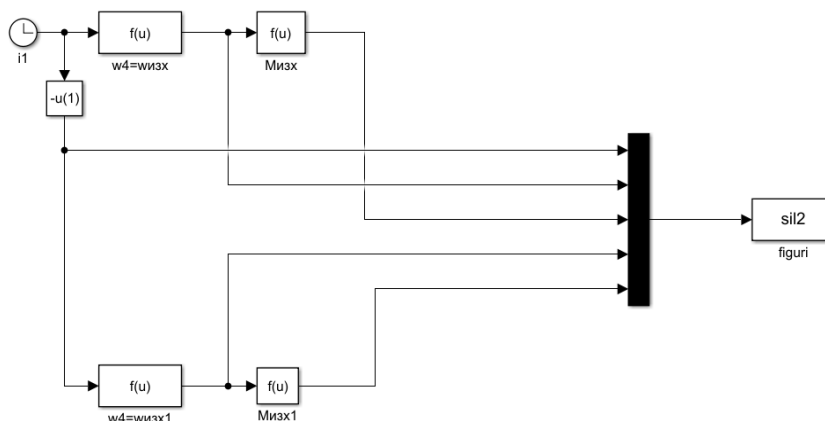
Изходящото зъбно колело на **ОЗМ** се върти с ъглова скорост $\omega_{\text{изх}}'$ равна на ъгловата скорост ω_H на водилото на ДЗМ1.



Фиг. 3.1. Принципна схема на епициклични зъбни механизми

3.1.1.2 Числени решения

Числените решения са получени на базата на приетите в Глава 2 входни данни. В средата на Matlab е създадена блокова структура (Фиг. 3.2). Числените решения са получени при вариране на предавателното отношение i_o' на присъединения ОЗМ.



Фиг. 3.2. Блокова структура в Matlab за решаване на кинематичните зависимости за ЕЗМ1об

Вижда се, че най-високи въртящи моменти могат да се получат при предавателно отношение на присъединения ОЗМ както следва:

$$\begin{aligned} -1,1 &\leq i_o' < -1 \\ -1 &< i_o' \leq -0,9 \end{aligned} \quad (3.1)$$

Синтезът на обикновен зъбен механизъм със съосни входящо и изходящо звено и отрицателно предавателно отношение отговарящо на диапазона от стойности (3.1) е невъзможен.

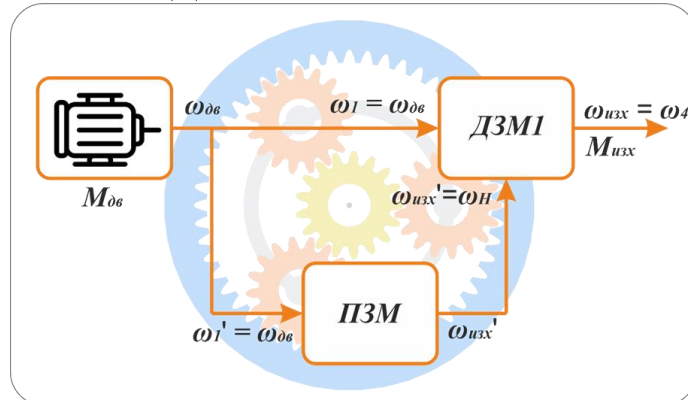
Анализът на получените резултатите показва, че към основната кинематична верига ДЗМ1 не може да се присъединят зъбни предавки, които образуват обикновен механизъм.

3.1.2. Синтез на епициклически зъбен механизъм ЕЗМ1пл

3.1.2.1 Кинематични зависимости

На Фиг. 3.3 е показана принципна схема на механизъм, при който към ДЗМ1 е присъединен планетен зъбен механизъм ПЗМ. Началното зъбно колело на ПЗМ се върти с ъглова скорост ω_1' равна на ъгловата скорост на двигателя $\omega_{дв}$, респективно и на ъгловата скорост ω_1 на началното зъбно колело на ДЗМ1.

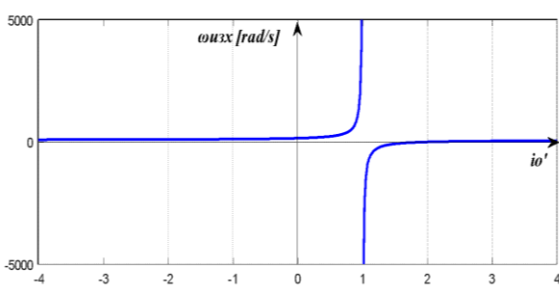
Водилото H' на ПЗМ се върти с ъглова скорост $\omega_{H'}$ равна на ъгловата скорост ω_H на водилото на ДЗМ1.



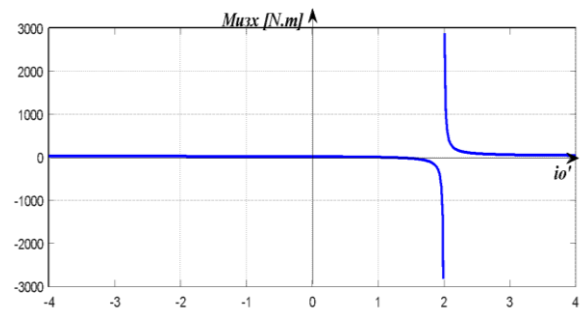
Фиг. 3.3. Принципна схема на епициклически зъбен механизъм ЕЗМ1пл

На Фиг. 3.4.а и б са показани получените графичните зависимости съответно $\omega_{изх}(i_{o'})$ и $M_{изх}(i_{o'})$ при вариране на $i_{o'} = -4 \div 4$.

В Таблица 3.1 са показани числените стойности на получените резултати за ЕЗМ1пл.



а) Графична зависимост $\omega_{изх}(i_{o'})$



б) Графична зависимост $M_{изх}(i_{o'})$

Фиг. 3.4. Числени решения на кинематичните зависимости за ЕЗМ1пл при $i_{o'} = -4 \div 4$

Вижда се, че най-високи въртящи моменти могат да се получат при предавателно отношение на присъединения ПЗМ както следва:

$$\begin{aligned} 1 &\leq i_{o'} < 2 \\ 2 &< i_{o'} \leq 3 \end{aligned} \quad (3.2)$$

Синтезът на планетен зъбен механизъм със съосни входящо и изходящо звено и с предавателно отношение отговарящо на диапазона от стойности (3.2) е възможен.

Таблица 3.1

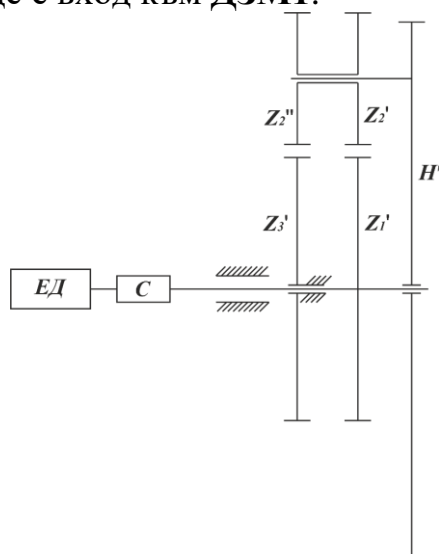
$\omega I'$	i_0	i_0'	$\omega_{изх}=\omega_4$	$M_{изх}$
152	2	1	-	-
152	2	1.1	-684.00	-3.17
152	2	1.2	-304.00	-7.13
152	2	1.3	-177.33	-12.22
152	2	1.4	-114.00	-19.01
152	2	1.5	-76.00	-28.51
152	2	1.6	-50.67	-42.77
152	2	1.7	-32.57	-66.53
152	2	1.8	-19.00	-114.05
152	2	1.9	-8.44	-256.62
152	2	1.91	-7.52	-288.30
152	2	1.92	-6.61	-327.90
152	2	1.93	-5.72	-378.82
152	2	1.94	-4.85	-446.71
152	2	1.95	-4.00	-541.75
152	2	1.96	-3.17	-684.32
152	2	1.97	-2.35	-921.93
152	2	1.98	-1.55	-1397.14
152	2	1.99	-0.77	-2822.80
152	2	2.01	0.75	2879.83
152	2	2.02	1.49	1454.17

152	2	2.03	2.21	978.95
152	2	2.04	2.92	741.34
152	2	2.05	3.62	598.78
152	2	2.02	1.49	1454.17
152	2	2.1	6.91	313.64
152	2	2.2	12.67	171.08
152	2	2.3	17.54	123.56
152	2	2.4	21.71	99.80
152	2	2.5	25.33	85.54
152	2	2.6	28.50	76.04
152	2	2.7	31.29	69.25
152	2	2.8	33.78	64.15
152	2	2.9	36.00	60.19
152	2	3	38.00	57.03
152	2	3.1	39.81	54.43
152	2	3.2	41.45	52.27
152	2	3.3	42.96	50.45
152	2	3.4	44.33	48.88
152	2	3.5	45.60	47.52
152	2	3.6	46.77	46.33
152	2	3.7	47.85	45.29
152	2	3.8	48.86	44.35
152	2	3.9	49.79	43.52
152	2	4	50.67	42.77

Анализът на получените резултатите показва, че към основната кинематична верига ДЗМ1 може да се присъединят зъбни предавки, които образуват планетен зъбен механизъм.

На Фиг. 3.5 е предложена кинематична схема на планетен зъбен механизъм ПЗМ, който може да реализира предавателно отношение i_0' в диапазона (3.2). Механизмът се състои от

- централно подвижно зъбно колело $z1'$, монтирано към централния вал, задвижвано от същия електродвигател;
- централно неподвижно зъбно колело колело $z3'$;
- сателитен зъбен блок – $z2'- z2''$
- водило H' , което ще е вход към ДЗМ1.



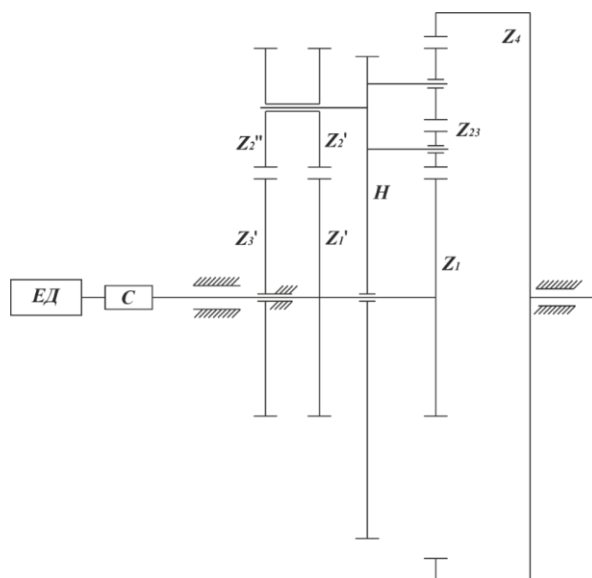
Фиг. 3.5. Кинематична схема на планетен зъбен механизъм ПЗМ

Всички условия за синтез – за съосност, за предавателно отношение, за монтаж и съседство са изведени и разгледани.

Анализът на получените резултати показва, че всички **варианти** са възможни почти при всички брой сателити, с изключение на 7 сателита.

От така получените резултати, най-логично е да изберем **вариант с 4 броя сателити**.

3.1.2.5 Кинематична схема на епициклически зъбен механизъм *E3M1*пл



Фиг. 3.6. Кинематична схема на *E3M1*пл

В Таблица 3.2 са представени геометричните и силовите характеристики на синтезирания механизъм.

Таблица 3.2

$z1$	$z2$	$z3$	$z4$	$z1'$	$z2'$	$z2''$	$z3'$	$P_{дв} [kW]$	$M_{дв} [Nm]$	$M_{изх} [Nm]$
60	24	24	120	48	72	50	70	2,2	14,3	313,64

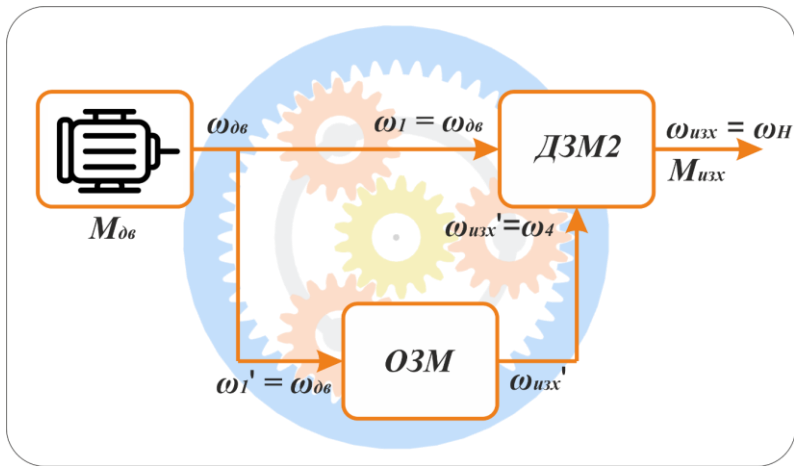
3.2 Кинематичен синтез на епициклически зъбен механизъм (*E3M2*) по кинематичната компоновка на *ДЗМ2*

3.2.1. Синтез на епициклически зъбен механизъм *E3M2об*

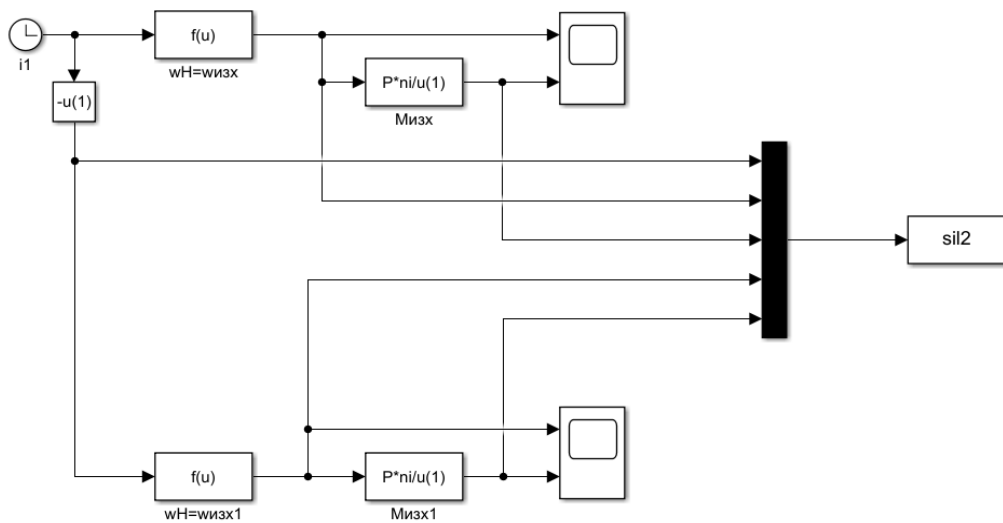
3.2.1.1 Кинематични зависимости

На Фиг. 3.7 е показана принципна схема на механизъм, при който към *ДЗМ2* е присъединен обикновен зъбен механизъм *ОЗМ*. Началното зъбно колело на *ОЗМ* се върти с ъглова скорост $\omega_{1'}$ равна на ъгловата скорост на двигателя $\omega_{дв}$, респективно и на ъгловата скорост ω_1 на началното зъбно колело на *ДЗМ2*.

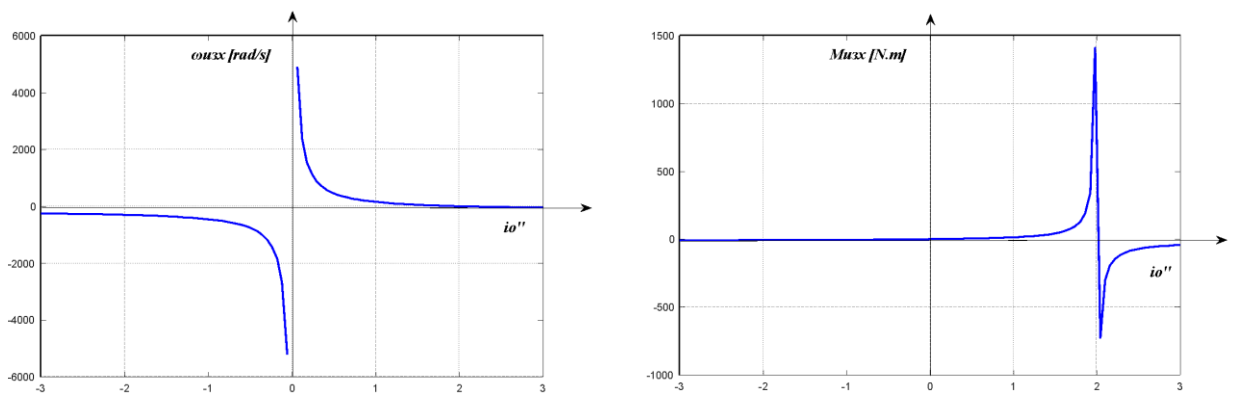
Изходящото зъбно колело на *ОЗМ* се върти с ъглова скорост $\omega_{изх}'$ равна на ъгловата скорост ω_4 на зъбно колело $z4$ на *ДЗМ2*.



Фиг. 3.7. Принцилна схема на епицикличен зъбен механизъм E3M2ob



Фиг. 3.8. Блокова структура в Matlab за решаване на кинематичните зависимости за E3M2ob



а) Графична зависимост $\omega_{\text{изх}}(i_{0'})$

б) Графична зависимост $M_{\text{изх}}(i_{0'})$

Фиг. 3.9. Числени решения на кинематичните зависимости за E3M2ob при $i_{0''} = -3 \div 3$

Вижда се, че най-високи въртящи моменти могат да се получат при предавателно отношение на присъединения **ОЗМ** както следва:

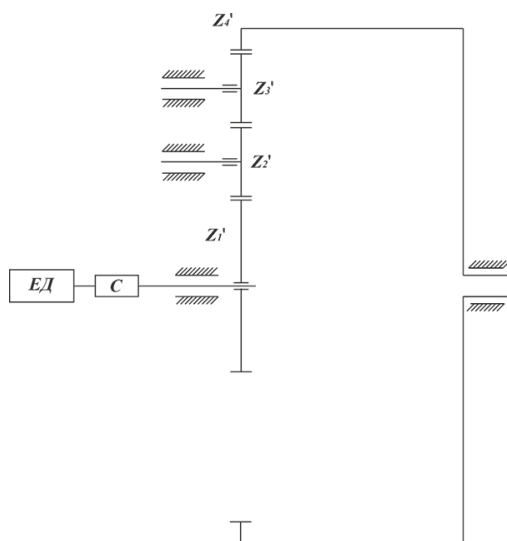
$$\begin{aligned} 1 &\leq i_o' < 2 \\ 2 &< i_o' \leq 3 \end{aligned} \quad (3.3)$$

В Таблица 3.3 са показани числените стойности на получените резултати за **ЕЗМ2об.**

ωI	i_o	i_o'	$\omega_{изх} = \omega H$	$M_{изх}$
152	2	1.0000	152.00	14.26
152	2	1.0500	137.52	15.76
152	2	1.1000	124.36	17.42
152	2	1.1500	112.35	19.29
152	2	1.2000	101.33	21.38
152	2	1.2500	91.20	23.76
152	2	1.3000	81.85	26.48
152	2	1.3500	73.19	29.61
152	2	1.4000	65.14	33.27
152	2	1.4500	57.66	37.59
152	2	1.5000	50.67	42.77
152	2	1.5500	44.13	49.11
152	2	1.6000	38.00	57.03
152	2	1.6500	32.24	67.21
152	2	1.7000	26.82	80.79
152	2	1.7500	21.71	99.80
152	2	1.8000	16.89	128.31
152	2	1.8500	12.32	175.83
152	2	1.9000	8.00	270.88
152	2	1.9500	3.90	556.01
152	2	1.9600	3.10	698.57
152	2	1.9700	2.31	936.18
152	2	1.9800	1.54	1411.40
152	2	1.9837	1.25	1735.02
152	2	1.9900	0.76	2837.06
152	2	2.0100	-0.76	-2865.57

Таблица 3.3

152	2	1.9900	0.76	2837.06
152	2	2.0100	-0.76	-2865.57
152	2	2.0164	-1.24	-1752.86
152	2	2.0170	-1.28	-1691.50
152	2	2.0200	-1.50	-1439.91
152	2	2.0300	-2.25	-964.70
152	2	2.0400	-2.98	-727.09
152	2	2.0500	-3.71	-584.52
152	2	2.1000	-7.24	-299.39
152	2	2.1500	-10.60	-204.34
152	2	2.2000	-13.82	-156.82
152	2	2.2500	-16.89	-128.31
152	2	2.3000	-19.83	-109.30
152	2	2.3500	-22.64	-95.72
152	2	2.4000	-25.33	-85.54
152	2	2.4500	-27.92	-77.62
152	2	2.5000	-30.40	-71.28
152	2	2.5500	-32.78	-66.10
152	2	2.6000	-35.08	-61.78
152	2	2.6500	-37.28	-58.12
152	2	2.7000	-39.41	-54.99
152	2	2.7500	-41.45	-52.27
152	2	2.8000	-43.43	-49.90
152	2	2.8500	-45.33	-47.80
152	2	2.9000	-47.17	-45.94
152	2	2.9500	-48.95	-44.27
152	2	3.0000	-50.67	-42.77



Фиг. 3.10. Кинематична схема на обикновен зъбен механизъм **ОЗМ**

Синтезът на обикновен зъбен механизъм със съосни входящо и изходящо звено и с предавателно отношение отговарящо на диапазона от стойности е възможен.

Анализът на получените резултатите показва, че към основната кинематична верига **ДЗМ2** може да се присъединят зъбни предавки, които образуват обикновен зъбен механизъм.

На *Фиг. 3.10* е предложена кинематична схема на обикновен зъбен механизъм **ОЗМ**, който може да реализира предавателно отношение $i_{\omega'}$ в диапазона (3.3). Механизмът се състои от:

- централно подвижно зъбно колело $z1'$, монтирано към централния вал, задвижвано от същия електродвигател;
- две сателитни зъбни колела $z2'$ и $z3'$;
- външен пръстен $z4'$, който ще е вход към ДЗМ2.

Всички условия за синтез – за съосност, за предавателно отношение, за монтаж и съседство са изведени и разгледани.

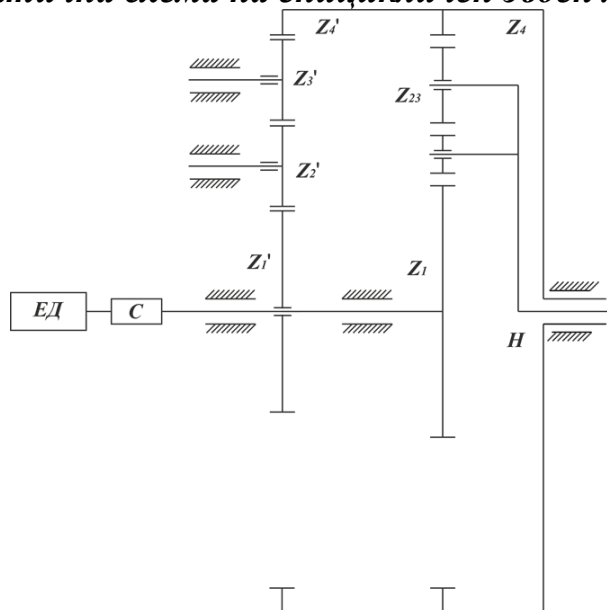
В *Таблица 3.4* са посочени всички разгледани варианти.

Таблица 3.4

Вариант	$z1'$	$z2'+z3'$	$z4'$	s'	$i_{\omega'}$	ωH	Мизх
1	54	28	110	2/3/4/7/8	2.0370	-2.76	-784.11
2	56	29	114	2	2.0357	-2.67	-812.63
3	56	30	116	2/4/5/6	2.0714	-5.24	-413.44
4	57	29	115	2/3	2.0175	-1.32	-1639.51
5	58	30	118	2/4/5/6	2.0345	-2.58	-841.14
6	59	30	119	2/4/5/6	2.0169	-1.28	-1696.53
7	61	31	123	2	2.0164	-1.24	-1753.56
8	63	32	127	2/3/4/8	2.0159	-1.20	-1810.59
9	65	33	131	2/6	2.0154	-1.16	-1867.61
10	67	34	135	2/4	2.0149	-1.13	-1924.64
11	69	35	139	2/3/5/7	2.0145	-1.09	-1981.66
12	71	36	143	2/4/6/8	2.0141	-1.06	-2038.69

От така получените резултати избираме **Вариант 10** с $s' = 4$ сателити, тъй като имаме по-малки габарити в сравнение с останалите разглеждани резултати (11 и 12). Може да изберем и **Вариант 12** с $s' = 8$ сателити, тъй като при по-голям брой сателити имаме по-добро разпределение на натоварването на предавката, по-безшумна и плавна работа, но ще се спрем на резултата с 4 на брой сателити и по-малки габаритни размери на механизма.

3.2.1.6 Кинематична схема на епициклически зъбен механизъм **ЕЗМ2об**



Фиг. 3.11. Кинематична схема на ЕЗМ2об

В Таблица 3.5 са представени геометричните и силовите характеристики на синтезирания механизъм.

Таблица 3.5

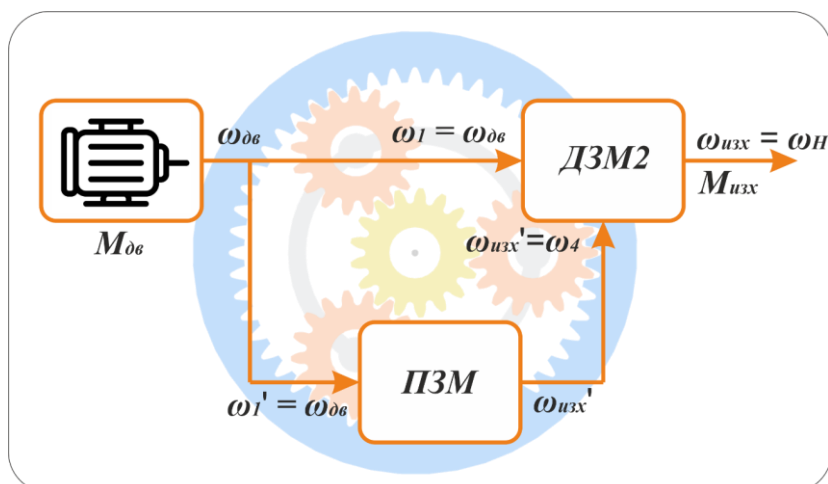
z_1	z_2	z_3	z_4	z_1'	z_2'	z_3'	z_4'	$P_{дв} [kW]$	$M_{дв} [Nm]$	$M_{изх} [Nm]$
60	24	24	120	67	17	17	135	2,2	14,3	1924,64

3.2.2. Синтез на епицикличесен зъбен механизъм ЕЗМ2пл

3.2.2.1 Кинематични зависимости

На Фиг. 3.12 е показана принципна схема на механизъм, при който към ДЗМ2 е присъединен планетен зъбен механизъм ПЗМ. Началното зъбно колело на ПЗМ се върти с ъглова скорост ω_1' равна на ъгловата скорост на двигателя $\omega_{дв}$, респективно и на ъгловата скорост ω_1 на началното зъбно колело на ДЗМ2.

Изходящото зъбно колело на ПЗМ се върти с ъглова скорост $\omega_{изх}'$ равна на ъгловата скорост ω_H на водилото на ДЗМ2.



Фиг. 3.12. Принципна схема на епицикличесен зъбен механизъм ЕЗМ2пл

Вижда се, че най-високи въртящи моменти могат да се получат при предавателно отношение на присъединения ПЗМ както следва:

$$\begin{aligned} -1,5 &\leq i_o' < -1 \\ -1 &< i_o' \leq -0,5 \end{aligned} \quad (3.4)$$

Синтезът на планетен зъбен механизъм с предавателно отношение отговарящо на диапазона от стойности (3.4) е невъзможен.

Анализът на получените резултати показва, че към основната кинематична верига ДЗМ2 не може да се присъединят зъбни предавки, които образуват планетен механизъм.

Заклучение:

Въз основа на получените резултати от извършеното задълбочено кинематично изследване и синтез на епициклични зъбни механизми по изследваните кинематични компоновки на ДЗМ1 и на ДЗМ2 с взаимно зацепени сателити, задвижвани от един електродвигател, може да се направи следното заключение: **Най-високи стойности на предаваните въртящи моменти могат да се постигнат като към кинематична верига на ДЗМ2 се присъединят допълнителни зъбни предавки, които образуват обикновен зъбен механизъм.**

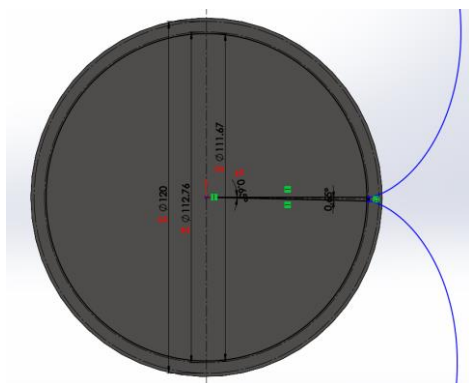
ГЛАВА 4. КОНСТРУКТИВНО ИЗГРАЖДАНЕ НА ЕПИЦИКЛИЧЕН ЗЪБЕН МЕХАНИЗЪМ С ВЗАИМНО ЗАЦЕПЕНИ САТЕЛИТИ

4.1 Параметрично моделиране на зъбна предавка

В Таблица 4.1 е предложена методология за параметрично моделиране на еволвентни криви, формиращи зъбните профили, базираща се на съвместно решаване на система уравнения в среда на Microsoft Excel и конвертиране на резултатите в CAD/CAM/CAE за проектиране SolidWorks.

Таблица 4.1

Наименование	Означение	Стойност/Формула	Резултат
Диаметрална стъпка	dp	12.7	12.7
Модул	m	2	2
Пи	π	3.1416	3.1416
Брой зъби	z	24	24
Профилен ъгъл	α	20	20
Височина на главата на зъба	ha	$1 \cdot m$	2
Височина на основата на зъба	hf	$1.25 \cdot m$	2.5
Височина на зъба	he	$ha + hf$	4.5
Радиална хлабина	c	0.25	0.25
Делителна окръжност	d	$m \cdot z$	48
Петова окръжност	df	$d - 2 \cdot m \cdot (1 + c - x)$	43
Върхова окръжност	da	$d + ha \cdot 2$	52
Основна окръжност	db	$d \cdot \cos \alpha$	45.11
ϕ	ϕ	$\sqrt{(d^2 - db^2) / db} \cdot 180 / \pi - \alpha$	0.854
Закръление	r	$c \cdot \cos \alpha \cdot \tan((90 + \alpha) / 2)$	0.22
Корекция	x	0	0

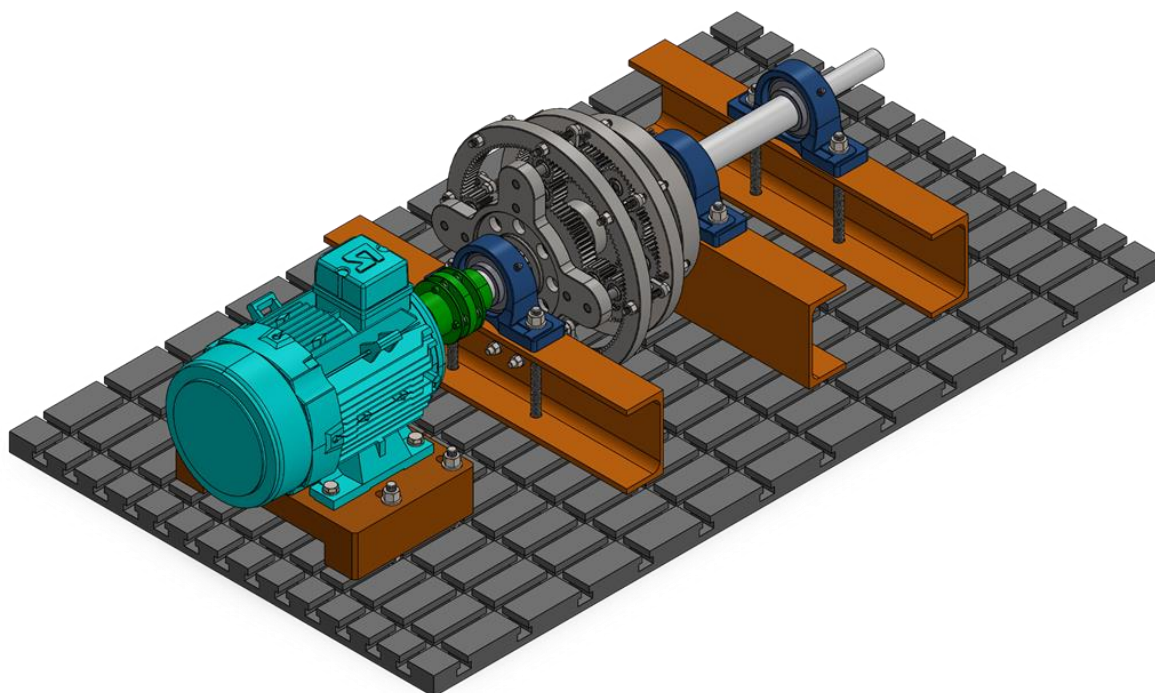


Фиг. 4.1 Скица изградена от формули описващи еволвентата

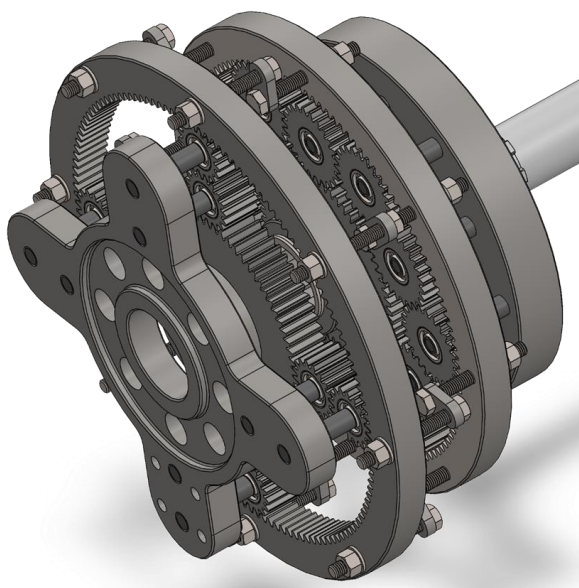


Фиг. 4.2 Зъбно колело слънце – z1, реалистично изображение

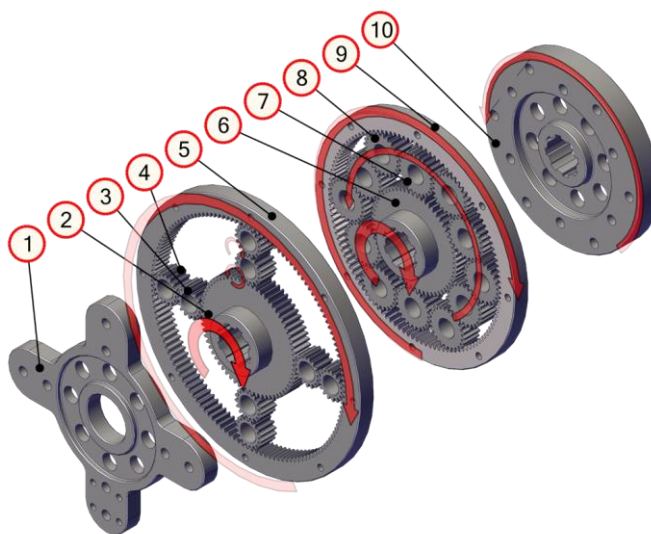
4.2 Конструирание на E3M2об



Фиг. 4.3. E3M2об – цялостна конструкция изградена в CAD среда



Фиг. 4.4. E3M2об – конструкция на самия механизъм



Фиг. 4.5. Основни елементи на E3M2об

Заклучение

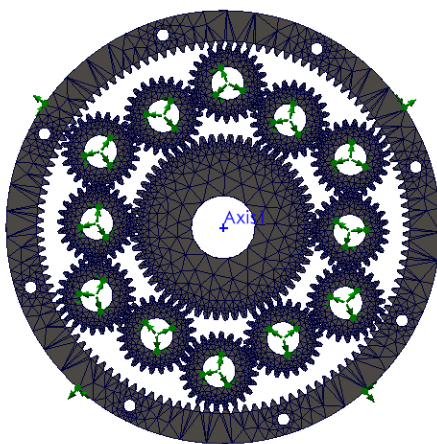
E3M2об е изграден изцяло, всички основни елементи на механизма са създадени и е осъществено зацепване и работа на конструкцията. E3M2об извършва всички нужни движения, предположени в процеса на разработка и осъществява получените изходни параметри в предходните глави.

ГЛАВА 5. СИМУЛАЦИОНЕН АНАЛИЗ НА ЕПИЦИКЛИЧЕН ЗЪБЕН МЕХАНИЗЪМ С ВЗАИМНО ЗАЦЕПЕНИ САТЕЛИТИ ПО МЕТОДА НА КРАЙНИТЕ ЕЛЕМЕНТИ

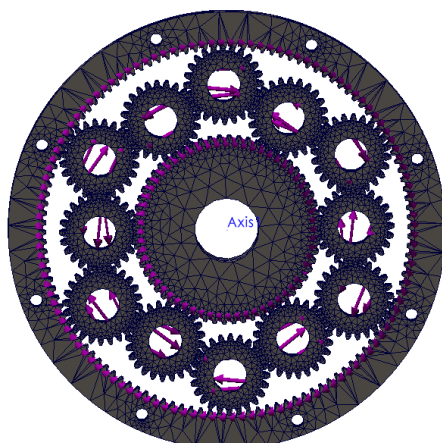
5.1. Геометричен модел на епициклически зъбен механизъм

След създаване на пространствения модел на зъбния механизъм е създаден и модел от крайни елементи, като за целта е използван програмен пакет *SolidWorks-Simulation*. (Фиг. 5.1).

От базата данни на *SolidWorks-Simulation* са избрани материали и техните характеристики. При избора на материал се приема, че деформацията зависи линейно от напрежението. По тази причина се счита, че избраният изотропен материал стомана *AISI 1045, Steel cold drawn* е подходящ и се характеризира с това, че значителни деформации са придружени от малки промени в напрежението.

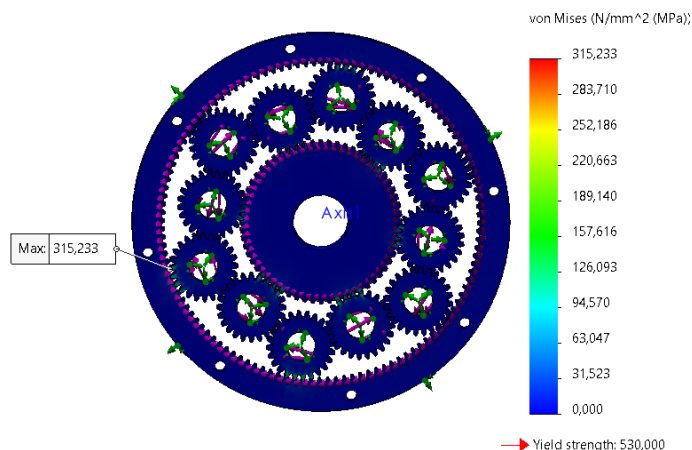


Фиг. 5.1. Модел от крайни елементи на зъбния механизъм

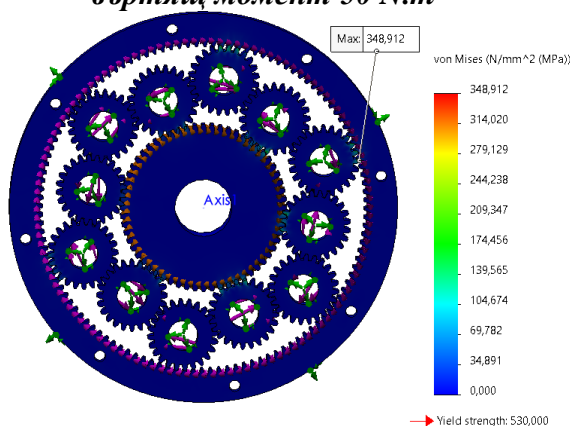


Фиг. 5.2. Задаване на натоварване на зъбния механизъм

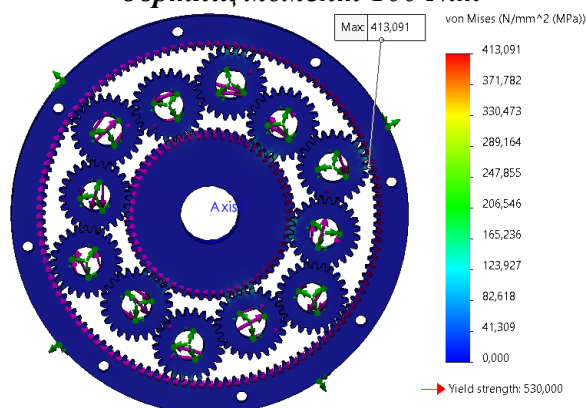
Натоварване е реализирано, като е използван въртящ момент *Torque* по указаните повърхнини на Фиг. 5.3. За изследването е зададен въртящ момент с големина **50, 100, 150 N.m**.



Фиг. 5.3. Максималното еквивалентно напрежение на зъбен механизъм при зададен въртящ момент 50 N.m

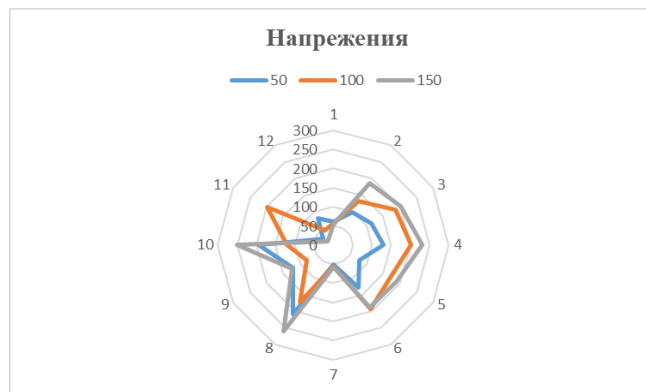


Фиг. 5.4. Максималното еквивалентно напрежение на зъбен механизъм при зададен въртящ момент 100 N.m

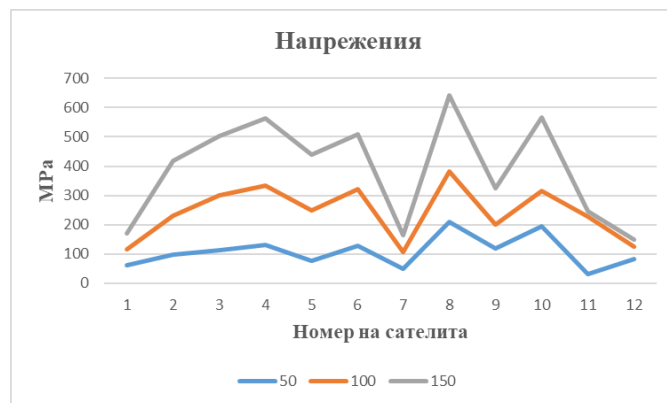


Фиг. 5.5. Максималното еквивалентно напрежение на зъбен механизъм при зададен въртящ момент 150 N.m

Изпитванията са извършени с входящ момент **50,100** и **150 N.m** в условие на „локален контакт“ и игнориране на хлабините. Зададени са локални контакти между повърхнините на зъбите в зацепването. Зададена е опцията *unlimited gap* с която се игнорира хлабината между контактните повърхности и софтуера ги възприема като допиращи се. Резултатите от получените напрежения на *сателитните колела* са показани на Фиг. 5.6 и 5.7.

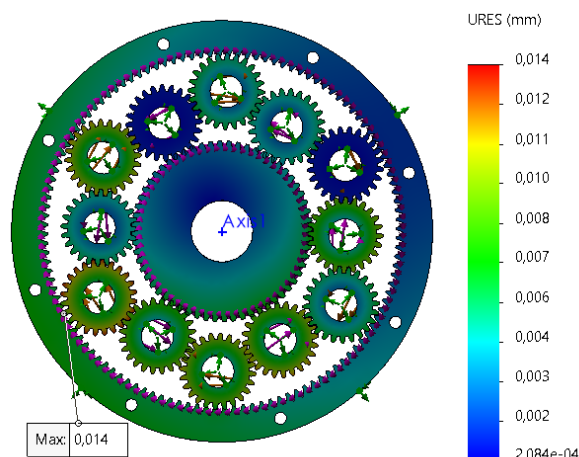


Фиг. 5.6. Кръгова графика на получени напрежения от анализа в условие на „локален контакт“ и игнориране на хлабините

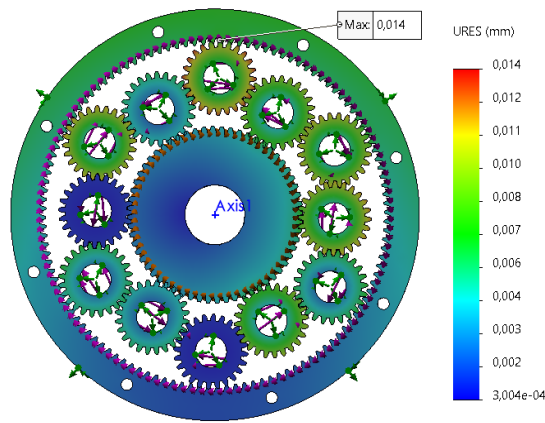


Фиг. 5.7. Графика на получени напрежения от анализа в условие на „локален контакт“ и игнориране на хлабините

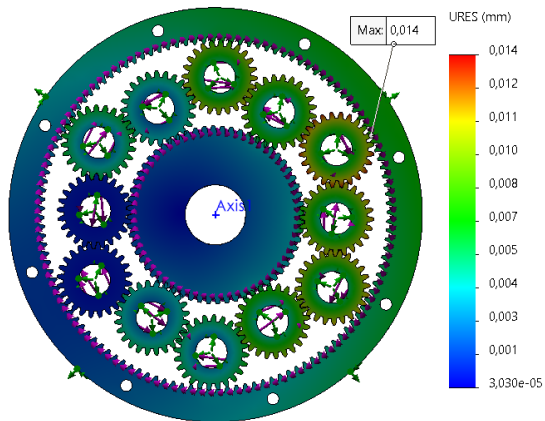
На Фиг. 5.8 е показано разпределението на преместванията. Максимални премествания са получени в горната част на зъба при зададен въртящ момент 50 N.m . Те достигат до $0,014 \text{ mm}$, като са по-ниски от допустимите. Това позволява да се направи изводът, че конструкцията отговаря на изискванията по отношение на показателя преместване.



Фиг. 5.8. Получено преместване на компонентите на зъбния механизъм при зададен въртящ момент 50 N.m

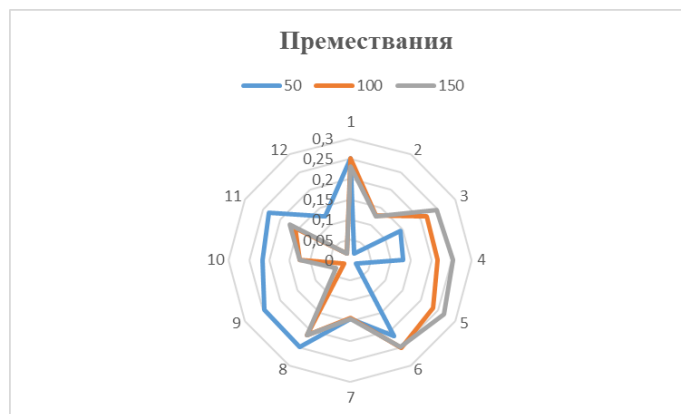


Фиг. 5.9. Получено преместване на компонентите на зъбния механизъм при зададен въртящ момент **100 N.m**

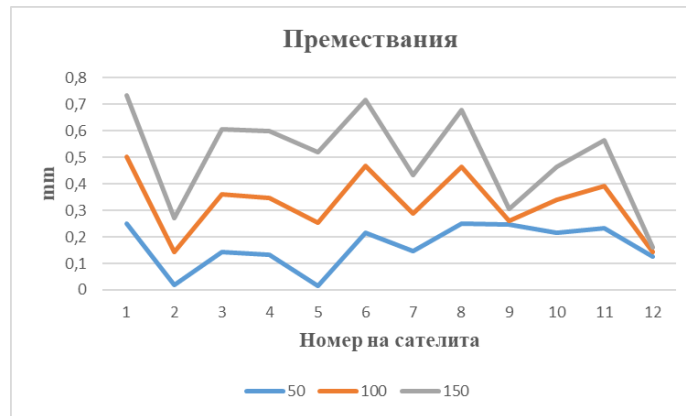


Фиг. 5.10. Получено преместване на компонентите на зъбния механизъм при зададен въртящ момент **150 N.m**

Изпитванията са извършени с входящ момент **50,100** и **150 N.m** в условие на „локален контакт“ и игнориране на хлабините. Резултатите от получените премествания на сателитните колела са показани на Фиг. 5.11 и 5.12.



Фиг. 5.11. Кръгова графика на получени премествания от анализа в условие на „локален контакт“ и игнориране на хлабините



Фиг. 5.12. Графика на получени премествания от анализа в условие на „локален контакт“ и игнориране на хлабините

Заклучение

Получени са резултати при различни въртящи моменти на входа:

- 50 Nm – 315,233 MPa – максимално преместване от 0.014 mm;

- 100 Nm – 348,912 MPa – максимално преместване от 0.014 mm;

- 150 Nm – 413,091 MPa – максимално преместване от 0.014 mm;

Получаваме интересна зависимост свързана с факта, че макар да повишаваме двойно въртящия момент на входа, напреженията се запазват сравнително ниски. Това показва, че конструкцията може да издържи на големи натоварвания, без това да повлияе на нейните работни параметри.

Доказваме наличието на доста нисък коефициент на неравномерност, което вече трябва да се потвърди в реална среда и с нужните средства.

ПРИНОСИ В ДИСЕРТАЦИОННИЯ ТРУД

1. НАУЧНО – ПРИЛОЖНИ ПРИНОСИ

1.1 На базата на изработен оригинален изпитателен стенд на зъбен механизъм с дванадесет взаимно зацепени сателити в ТУ-София са предложени нови кинематични схеми на съставни епициклични зъбни механизми, реализиращи високи стойности на изходящите въртящи моменти.

1.2 Създадени са кинематични модели на предложените съставни епициклични зъбни механизми. Моделите са реализирани в средата на програмен продукт Matlab, toolbox Simulink и е извършен кинематичен синтез;

1.3 Предложена е методика за параметрично моделиране на еволвентни криви, формиращи зъбните профили, базираща се на съвместно решаване на

система уравнения в среда на Microsoft Excel и конвертиране на резултатите в CAD/CAM/CAE система за автоматизирано проектиране SolidWorks.

2.ПРИЛОЖНИ ПРИНОСИ

2.1 Генерирана е конструкция на нов съставен епициклически зъбен механизъм с взаимно зацепени сателити, реализиращ сто и повече пъти по-голям въртящ момент на изхода при еднакви модули на двете съставни структури и гарантирано изпълнени условия за съосност на входящо и изходящо звено, съседство и монтаж.

2.2 Създаден е симулационен модел на синтезирания съставен епициклически механизъм за якостно-деформационна проверка по метода на крайните елементи.

2.3 Доказано е, че при нива на вариране на входящите въртящи моменти в граници от 50÷150 Nm в условия на „локален контакт“ и игнориране на хлабините в предавките се наблюдава нисък коефициент на неравномерност.

СПИСЪК НА ПУБЛИКАЦИИТЕ ПО ДИСЕРТАЦИОННИЯ ТРУД

1. **Божериков, С.** , М. Цонева, Х. Узунов, Кинематично изследване зъбен механизъм с взаимно зацепени сателити. XXIV-та национална конференция с международно участие „Инженерни и природни науки 2023”, Созопол 2023, сп. Механика на машините, брой 132, книга 2, 2024, с. 18-23, ISSN 0861-9727;.
2. **Божериков С.**, , М. Цонева, Х. Узунов, Синтез на епициклически зъбни механизми с взаимно зацепени сателити. „Дни на механиката“, Варна 2023, сп. Механика на машините, брой 131, книга 1, 2024, с. 98-103, ISSN 0861-9727;
3. **Божериков С.**, „Конструктивно изграждане и оптимизация на епициклически зъбен механизъм с взаимно зацепени сателити. „Дни на механиката“, Варна 2023, сп. Механика на машините, брой 131, книга 1, 2024, с. 103-108, ISSN 0861-9727.

БЛАГОДАРНОСТИ

Изказвам своята благодарност на научните ми ръководители доц. д-р инж. Мина Цонева и доц. д-р инж. Христо Узунов за помощта, съветите и компетентното ръководство при разработването и написването на дисертационния труд.



TECHNICAL UNIVERSITY OF SOFIA
FACULTY OF ENGINEERING AND PEDAGOGY OF SLIVEN
Department „Mechanical Engineering, Manufacturing Engineering
and Thermal Engineering“

Silvester Vasilev Bozherikov, M.Sc.Eng.

KINEMATIC AND GEOMETRIC SYNTHESIS OF A HIGH
TORQUE EPICYCLIC GEAR

ABSTRACT of Ph.D. THESIS

The current PhD Thesis is aimed at the synthesis and constructive creation of a composed epicyclic gear mechanism with an integrated in its structure model of an original gear mechanism with mutually engaged satellites in order to achieve high values of the output torques.

Epicyclic mechanisms are characterized by numerous design advantages related to increased values of transmission ratios, high efficiency with compact construction and dimensions, which in turn enables the realization of high moments and high torque density. The latter characteristic is a particularly useful concept when considering the performance of motors, engines, and other rotating systems.

A kinematic analysis of the original gear mechanism with twelve mutually engaged satellites was performed, and a design change was proposed according to the degrees of freedom of the mechanism. A study focused on the values of the output torques was carried out and the advantages of the composed epicyclic mechanisms were proven.

A kinematic and geometric synthesis of various combinations of composed epicyclic mechanisms was carried out, and an optimal solution was chosen, realizing the highest torque values.

Kinematic models of the proposed composed epicyclic gears have been created. The models are implemented in the Matlab software environment, the Simulink toolbox.

A methodology for parametric modeling of involute curves forming the tooth profiles is proposed, based on the joint solution of a system of equations in a Microsoft Excel environment and converting the results into the CAD/CAM/CAE system for automated design SolidWorks.

The geometric model was built in the CAD environment - Solidworks and a simulation analysis of the composed epicyclic mechanism was performed using the finite element method, which showed low values of the unevenness coefficient when operating satellites.